

VŠB - Technická universita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra konstrukce výrobních strojů a zařízení

Optimalizace lyžařského vázání

Optimalization of Ski Bindings

Student:

Jiří Malich

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Malich**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: Optimalizace lyžařského vázání
Optimalization of Ski Bindings

Zásady pro vypracování:

Pro lyžařské vázání typ "Marker Duke EPF" proveďte konstrukční optimalizaci s cílem snížení hmotnosti a zvýšení využitelnosti. Zpracujte rešerši týkající se upínacích systémů lyžařského vázání. Pro potřeby vlastního srovnání vytvořte 3D model původního vázání. Vytvořte nové konstrukční řešení a porovnejte ho z hlediska funkčnosti a pevnosti s původním vázáním. Zpracujte výkresovou dokumentaci vlastní konstrukce lyžařského vázání (rozsah upřesní vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jiří Malich

Adresa trvalého pobytu autora práce:
Jesenická 465

Břidličná

793 51

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MALICH, J. *Optimalizace lyžařského vázání: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a zařízení, 2014, 60 s. Vedoucí práce: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá optimalizací lyžařského vázání Marker Duke EPF. Tento typ vázání je používán pro skialpinistické aktivity. Optimalizace je z hlavní části zaměřena na snížení váhy a rozšíření využitelnosti vázání. Práce obsahuje popis aktuálních konstrukčních řešení dostupných modelů určených pro tyto sportovní aktivity. Dále popis samotných konstrukčních úprav a řešení vlastního upraveného modelu. Výpočtová část se zabývá především bezpečnostními mechanismy a kontrolami nejvíce namáhaných součástí, což je rám a čepová uložení bezpečnostních mechanismů. Práce obsahuje také MKP simulace pro znázornění výsledků konstrukčních úprav a výsledných namáhání při kritických podmínkách. Závěr práce obsahuje srovnání nejpodstatnějších vlastností obou vázání a výsledků MKP simulací.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

MALICH, J. *Optimization of ski bindings: Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB- Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production machines and design, 2014, 60 p. Thesis head: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D

This bachelor thesis is about optimization of ski bindings based on model Marker Duke EPF, this type of bindings are used to ski alpinist activities. Optimization is of the major part focused on reduction of weight and extending the use of bindings. Thesis includes description of actual construction solutions available at models of bindings designated for this type of sport activities. This thesis deals with construction treatments and solutions of redesigned model of bindings. Calculation part is focused on safety mechanisms and the most stressed parts, which are the frame and tetons fixing of safety mechanisms. Thesis includes also MKP simulations of bindings for representation results of construction alterations and results of stresses at critical conditions. The final part of thesis is comparison of the most important properties of both bindings and results of MKP simulations.

Obsah

Seznam použitého označení a zkratk	7
Úvod:	9
1 Stoupací vázání	10
1.1 Jednotka vypínacích sil DIN	11
1.2 Technická vázání	11
1.3 Rámová vázání	12
2 Vlastní konstrukční řešení	19
2.1 Rám	19
2.2 Kotvení rámu k lyži	20
2.3 Vypínací mechanismus špičky	22
2.4 Vypínací mechanismus patky	23
2.5 Brzda	24
3 Kontrolní a návrhové výpočty	25
3.1 Vstupní hodnoty pro výpočet sil působících na pružinu	25
3.2 Návrh mechanismu špičky	28
3.3 Mechanismus patní části vázání [1]	32
3.4 Návrh pružiny pro patku vázání [7]	37
3.5 Kontrola čepu patky	40
4 Určení okrajových podmínek pro MKP simulace	43
4.1 Síly působící při jízdě	44
4.2 MKP simulace	48
4.3 MKP čelisti	48
4.4 MKP rámů	52
5 Závěr:	58
6 Použitá literatura	59
7 Seznam příloh	59

Seznam použitého označení a zkratek

Značka	Význam	Jednotka
A _y	Reakce v ose y v dotyku A	[N]
A _x	Reakce v ose x v dotyku A	[N]
B	Šířka lyže	[mm]
B _y	Reakce v ose y v dotyku B	[N]
B _x	Reakce v ose x v dotyku B	[N]
C	Tuhost pružiny	[N/mm]
C _y	Reakce v ose y v dotyku C	[N]
C _x	Reakce v ose X v dotyku C	[N]
D	Střední průměr pružiny	[mm]
D _o	Vnitřní průměr pružiny	[mm]
DIN	Mezinárodní index pro vypínací síly vázání	[-]
E	Modul pružnosti v tahu	[GPa]
F	Síla	[N]
F _N	Maximální síla vyvozená pružinou	[N]
F _o	Odstředivá síla	[N]
F _p	Síla pružiny	[N]
F _{p'}	Síla pružiny při stlačení v poloze vypnutí bezpeč.mechanismu	[N]
F _{př}	Síla předpětí mechanismu	[N]
F _R	Reakční síla od podložky na lyži	[N]
F _{vyp}	Síla při vypnutí bezpečnostního mechanismu	[N]
F ₁	Nejnižší pracovní síla pružiny	[N]
F ₈	Nejvyšší pracovní síla pružiny	[N]
F ₉	Síla při maximálním stlačení	[N]
G	Gravitační síla	[N]
GF%	Příměs skelného vlákna; %= procentuální podíl příměsi	[-]
L	Délka	[m]
M _o	Ohybový moment	[Nm]
M _k	Vypínací moment	[Nm]
MKP	Metoda Konečných prvků	[-]
P	Rozteč	[mm]

PA6	Polyamid 6	[-]
PA66	Polyamid 66	[-]
R	Reakce	[N]
R1	Rameno třecí síly	[mm]
R2	Rameno otočné síly	[mm]
Re	Mez kluzu v tahu	[MPa]
Rm	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
S1	Minimální pracovní stlačení pružiny	[mm]
S8	Maximální pracovní stlačení pružiny	[mm]
S9	Maximální stlačení pružiny při dosednutí závitů	[mm]
Vo	Vůle mezi závity pružiny	[mm]
X	Stlačení pružiny pro dané vypínací indexy patky	[mm]
Yo	Stlačení pružiny pro dané vypínací indexy špičky	[mm]
g	Gravitační zrychlení	[m/s]
k	Pevnostní bezpečnost	[-]
l ₀	Volná délka pružiny	[mm]
m	Hmotnost	[Kg]
n	Počet činných závitů	[-]
n _z	Počet závěrných závitů	[-]
r	Poloměr zatačky	[m]
v	Rychlost jízdy lyžaře	[Km/h]
x	Vzdálenost reakce od středu lyže	[mm]
x'	Stlačení pružiny při rozevření patky	[mm]
z	Celkový počet závitů	[-]
α	Úhel rozevření špičky při uvolnění boty	[°]
β	Úhel sklonu svahu	[°]
ρ	Hustota	[Kg/m ³]
σ _o	Ohybové napětí	[MPa]
σ _{red}	Redukované napětí	[MPa]
τ _{Dm}	Dovolené napětí materiálu pružiny	[MPa]
τ _k	Krutové napětí	[MPa]

Úvod:

Na tuto práci jsem se zaměřil především z důvodu mého dlouhodobého zájmu o lyžování a aktivity s ním spojené. Vázání tohoto typu jsem si pořídil a vyzkoušel. Používal jsem jej v různých podmínkách a nedostatky, které jsem během jízdy a výstupů zaznamenal, mě motivovali k úpravám a snaze o vylepšení vlastností. Především hmotnost a využitelnost byly oproti mým představám jiné a proto jsem se rozhodl pro následující konstrukční úpravy, které by měli podle předpokladů pozitivně ovlivnit dané vlastnosti.

Lyžařské vázání tohoto druhu je využíváno sportovci a širokou veřejností především k výstupům ve volných terénech a následnému sjezdu. Tato vázání jsou zásadně rozdílné oproti klasickým v konstrukci, hmotnosti a rozsahu použití. Konstrukčně jsou navrhnutá tak, aby bylo možné uvolnit patu lyžařské obuvi a umožnit otáčivý pohyb kolem špičky, podobně jak tomu je u běžeckého lyžování. Při výstupu jsou na skluznici lyží připevněny stoupací pásy zabráňující zpětnému skluzu. Pro sjezd jsou odstraněny pásy a vázání je zajištěno do pevné pozice. Jedním z hlavních požadavků těchto vázání je nízká hmotnost, v případě náročných terénů i vyšší pevnost. Bezpečnostní mechanismy odepnutí vázání jsou v porovnání s klasickým vázáním v některých případech podobné nebo dokonce totožné. Cílem práce je především snížit hmotnost celku, světlou výšku vázání a zvýšit rozsah pro lyžařskou obuv.



Obr. č. 1-Historické provedení skialpinistické výbavy

1 Stoupací vázání

Stoupací vázání je speciální druh lyžařských vázání určených především k výstupům a sjezdům bez pomoci lanovek, vleků ve volném terénu či turistických trasách.



Obr. č. 2- Marker Duke EPF[9]

Stoupací vázání je zvláštní tím, že je využívaný, jak už název napovídá, pro výstup a následný sjezd na lyžích. Vázání je uzpůsobeno pro přepnutí vázání do polohy, kdy se uvolní zadní část vázání/boty. V přední části je umístěn čep umožňující otáčení. Tak je dosaženo podobného pohybu lyžařské boty jako na běžkách. Na skluznici je po dobu výstupu umístěna speciální tkanina (mohér/nylon) zapletená do pásů tak, aby v jednom směru umožnila skluz lyže, ve směru opačném skluz eliminovala. Takto uzpůsobené vázání je možno využívat k dlouhým túrám po horách bez jakýchkoliv omezení. Dnešní stoupací vázání se rozdělují na dva základní typy a to jsou vázání technická a rámová. Oba druhy mají své nesporné výhody i nevýhody.

1.1 Jednotka vypínacích sil DIN

Tato jednotka určuje vypínací sílu vázání, která je závislá především na váze, výšce, věku a zkušenostech lyžaře. Pro určení DIN indexu je v dnešní době vypracováno několik druhů programů, které v závislosti na těchto parametrech a statistických údajích ze záznamů o zranění při lyžování vyhodnotí jak vysoký DIN index je pro lyžaře vhodný, aby vázání bezpečně uvolnilo botu v případě nebezpečí.

Jednou z hlavních nevýhod těchto programů je nedostatečná objektivita posudku kvality lyžaře a jsou značně zjednodušeny. V dnešní době, kdy je sjezdové lyžování rozvinuté do mnoha podob je tedy vhodné tyto hodnoty akceptovat pouze jako orientační a správný DIN index případně konzultovat s lidmi, kteří mají zkušenosti s daným druhem sjezdového lyžování a také terénem, ve kterém se lyžař hodlá pohybovat. To ovšem nemění nic na tom, že tato jednotka zůstává mezinárodně uznávaným měřítkem pro vypínací síly sjezdových vázání.

1.2 Technická vázání

Technická vázání jsou specifická extrémně malými rozměry a nízkou váhou. Jsou především celokovová, zhotovena z lehkých slitin hliníku, hořčíku nebo titanu. Mají také speciální nároky na lyžařskou obuv. Spojení s botou zajišťuje několik čepů a to příčně na špičce a podélně u paty ve směru lyže.

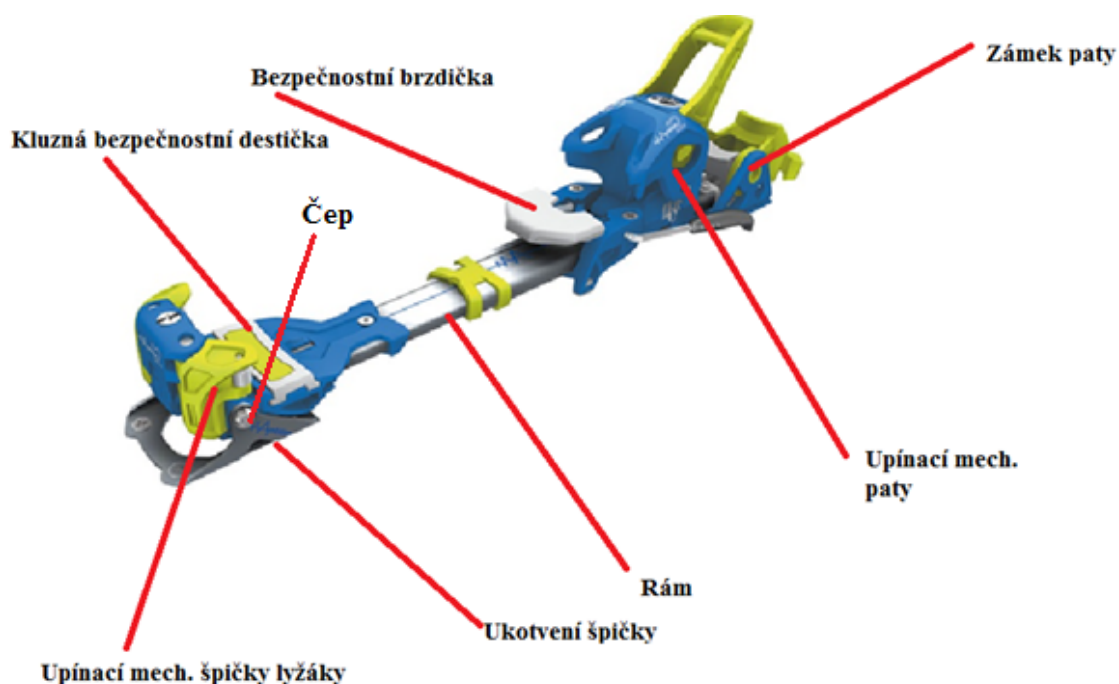


Obr. č. 3 -Technické vázání Dynafit[9]

Technická vázání jsou určena především ke sportovnímu skialpinismu s co nejvyšším nárokem na úsporu hmotnosti. Na hmotnost se klade v tomto případě vysoký nárok především kvůli výkonosti a efektivnosti při výstupu. S tím také však souvisí i pevnostní omezení, proto při konstrukci jsou použity hlavně slitiny lehkých kovů, které mají skvělý poměr hmotnosti a pevnosti. Vázání potřebují speciálně upravenou lyžařskou obuv, kde jsou umístěny pouzdra pro čepy, jež tvoří hlavní spojení vázání s lyžařskou botou. Tyto vázání mají většinou pevnou polohu na lyži. Není tedy možné měnit velikost lyžařské boty a tudíž ani uživatele pokud nemají stejnou obuv. Jsou tedy velice úsporná na váze a rozměru, ale nedosahují zdaleka takového rozsahu využití jako vázání rámová.

1.3 Rámová vázání

Rámová vázání se velmi přibližují konstrukčně těm klasickým. Hlavní částí jsou špička a patka, které zabezpečují bezpečnostní uvolňovací prvky boty a také rám, s nímž jsou spojeny. Rámová část je tvarově spojena s kotvící částí, kterou spojuje skupina šroubů s lyží. V přední části rámu je umístěn čep, který po uvolnění tvarového spoje mezi rámem a kotvící částí umožní opět již zmíněný pohyb, kdy je patní část vázání volná a umožňuje tím výstup do svahů.



Obr. č. 4 -Hlavní díly rámového vázání

Ukotvení k lyži

Klasické vázání je ve většině případů přišroubováno přímo k lyži, u carvingových lyží se používá distančních podložek z důvodu vysokého náklonu lyže při oblouku, aby se zamezilo drhnutí boty o sněh.

V případě skialpinistický vázání jsou pevně k lyži ukotveny pouze dvě části a to upevňovací prvky u špičky a patky, které jsou spojeny zámkem nebo tvarovým stykem s rámem. V dnešní době se používá především plastových a ocelových dílů k uchycení, pro spojení se používá samořezných šroubů. Jsou zašroubovány do předvrtaných děr, pro zajištění je do děr kápnuto disperzní lepidlo, aby se zamezilo povolení šroubů a vytržení vázání. Počet šroubů je závislý na určení maximální váze lyžaře, pro kterého je vázání určeno. Standardně je použito osm šroubů a čtyři na špičce a čtyři na zadní části. Je možné použít i šroubů méně pokud zajistí dostatečnou bezpečnost proti vytržení vázání.

Rám

Rám je pevná část spojující bezpečnostní vypínací mechanismy. Tento díl vázání by měl zabezpečovat dostatečnou torzní tuhost a odolávat tahové síle, kterou vyvozuje předpětí pružina v patě. Dále je zde uchycena brzda a jiné bezpečnostní prvky jako například kluzná destička určená k minimalizaci tření při vypnutí v přední části. Rámy jsou vyrobeny jako plastové výlisky nebo jako výlisky kombinované s profily z lehkých slitin.

Rámy plastové jsou vyráběny technologií vstřikování plastů za tepla do forem, mají díky menší pevnosti materiálu větší rozměry, tudíž i světlá výška vázání je oproti ostatním vázáním vyšší. U těchto ráků se používá ve většině případů polyamid s příměsí skleného vlákna. Často se objevují i konstrukce s karbonovými výztužemi.

Rámy kombinované jsou specifické tím, že jejich hlavní nosnou část tvoří slitinové profily. Využívá se několik konstrukčních kombinací. První z nich jsou profily o nízké výšce uspořádány vedle sebe jako nosné pruty. Tyto pruty jsou spojeny s přední částí, která je plastová a je na ní uložen čep pro otáčení a vypínací bezpečnostní prvky špičky. Druhý konec je spojen s plastovou patní částí, kde je umístěna brzdička, bezpečnostní mechanismus pro vypnutí patky a zámek pro uvolnění rámu při stoupání.

Špička

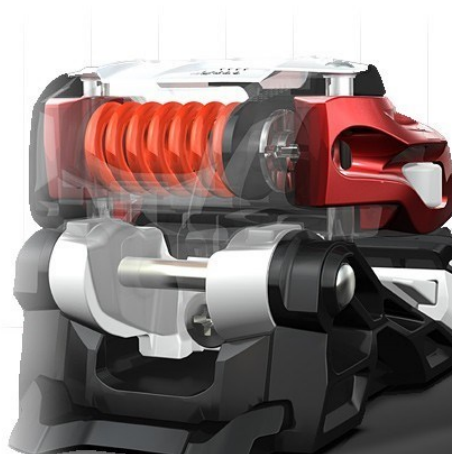
Přední část vázání zajišťující špičku lyžařské boty a vypnutí boty při nebezpečí úrazu. Nachází se zde bezpečnostní přepěťový systém, který zabezpečuje vypnutí vázání v momentě, kdy by mělo dojít k přetížení lyžaře a jeho těla a to především dolních končetin. Mechanismus je konstruován pro vypnutí v případě vysokého krouticího momentu, který by mohl poškodit vazy, svalstvo nebo v extrémních případech i nosné kosti dolních končetin. V případě nebezpečí zranění se čelisti špičky rozevrou a uvolní lyžařskou botu. Čelisti se rozevírají do stran, v momentě, kdy síla na lyži působící na určité délce překoná předpětí vázání. Toto předpětí je dáno hmotností lyžaře, výškou a jeho zkušenostmi a je určeno mezinárodní jednotkou DIN. Předpětí pro nastavení síly zajišťuje pružina nebo skupina pružin, které jsou usazeny v rámu špičky v několika možných konstrukčních provedeních. Čelisti uvolňují lyžařskou botu pouze do stran, zde je určen krouticí moment délkou lyžařské obuvi a silou působící na špičku lyžáky ze strany.

Podélné uložení, kdy je pružina usazena v tělese špičky a síla je přenášena na čelisti pro vypínání. Při tomto provedení výrobci umísťují pružinu do nosného rámu vázání podélně, například do profilu rámu nebo do samotného. Tímto provedením lze dosáhnout úspory materiálu i rozměrů přední části. Hlavní nevýhodou je však přenos síly na pružinu, ke kterému je orientace sil rozdílná, tudíž je nutné použít složitější konstrukční řešení. Pro nastavení vypínací síly je použito šroubu, který při dotažení pružinu stlačuje, čímž zvyšuje sílu předpětí a naopak.



Obr. č. 5-Podélně uložená pružina u vázání Diamir Freeride Pro[9]

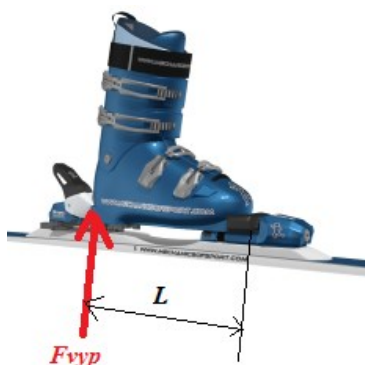
Příčné uložení pružiny, je uložena příčně ke směru jízdy v tělese špičky. Síla na čelisti je přenášena pomocí jednoduchého pákového převodu. Předpětí je regulováno stlačením pružiny a to je vyvozeno opět šroubem. Pružina je vsazena v rámu špičky, jsou případy, kdy je špička konstrukčně spojena s rámem, špička rámu a tělo špičky tvoří celek. Je však časté, že vypínací mechanismus je samostatný prvek pouze připojený k rámu pomocí čepů či šroubů. Toto rozdělení napomáhá unifikaci a sériovosti při výrobě více typů vázání.



Obr. č. 6- Příčné uložení pružiny u vázání Marker Duke [9]

Patka

Zabezpečuje vypnutí lyžařské boty pouze v jednom směru, znázorněno na Obr. č.6. Uvolnění paty lyžařské obuvi při nadměrném zatížení. Stejně jako u vypínacích mechanismů špiček, i zde je několik konstrukčních provedení. Směr a velikosti působících sil při vypnutí mechanismu jsou opět dány normou ISO7881 a tabulkovými hodnotami. Hodnota pro vypnutí je v normě určena vypínacím momentem M_k (Nm). Tento moment je určen délkou skeletu lyžařské obuvi L a silou F_{vyp} působící na patku vázání.



Obr. č. 7-Veličiny, kterými je definován vypínací moment pro patu vázání [6]

Patní upínací části mají několik typů konstrukcí, hlavním kritériem pro rozdělení je umístění pružiny. Patka vázání má dvě hlavní části a to pevnou, která je ukotvena k rámu, a volnou, jenž koná otáčivý pohyb kolem čepu, kterým je spojena s částí pevnou. Pohyblivá část při sešlápnutí zamkne skelet lyžařské obuvi ve vázání. Tato součást je vyráběná jako plastový odlitek. Je také jedním z částí, kde lze uložit pružinu pro vypnutí. Při tomto konstrukčním řešení se využívá klopného momentu, kdy přitlačná síla pružiny vyvede sílu na plošku a při vypnutí musí vypínací síla překonat sílu přitlačnou od samotné pružiny.

Konstrukce s pružinou uloženou v pevné části je mechanicky daleko složitější než předchozí konstrukční řešení, je zde použito pákového mechanismu. Hlavní nevýhody toho provedení jsou ve složitosti konstrukce a tudíž vysoké pravděpodobnosti poruchy pohyblivých částí.



Obr. č. 8-Patka s dutým čepem [9]

Brzdička

Záchranná brzdička je určena k brždění lyže v případě vypnutí, aby bylo zabráněno následnému rozjetí lyže a případným srážkám s dalšími osobami či předměty. Brzdička je při volné poloze otevřená a pomocí pružiny se drží ve stejné poloze, pomocí háčků z plastu je v kontaktu se sněhem a zamezuje pohybu lyže. Při sešlápnutí se brzdička otočí do vodorovné polohy a dále nebrání v pohybu lyže. Tato část je ve většině případů plně demontovatelná. Nezávisí na ní funkčnost vázání jako takového. Brzdičky jsou vyráběny v několika různých šířkách a to z důvodu různých šířek lyží. Příliš široké brzdy na úzké lyži způsobují zadírání o sněh při jízdě a příliš úzké brzdy nemají možnost otevření, tudíž neplní svoji funkci.

-Zámek a přepnutí polohy pro sjezd/výstup

Tento mechanismus zabezpečuje zajištění polohy vázání při sjezdu či výstupu. Na rámových a technických vázáních je několik druhů těchto zámků.

Jedním ze zámků jsou ty s tvarovým stykem. Základem je plastová platforma, která je přišroubovaná na lyži. Je spojena pomocí tvarového styku, ve většině případů soustavou drážek. Tvarový styk je uvolněn při přepnutí do polohy stoupání, kdy se rám vázání posune o určitou vzdálenost vzad, což má za následek rozpojení rámu a základny a zároveň se posune těžiště lyže směrem dopředu, tudíž je lépe vyvážená pro stoupání. V přední části rámu je taktéž pomocí drážek spojena kotvící část s rámem obsahující čep. Celá základna je k lyži připevněna šrouby. Hlavní výhodou tohoto zámku je vylepšení geometrie pro stoupání a minimální rozměrový nárok.

U dalších rámových vázání se využívá především západkový systém. Několik západek je zajištěno přímo v rámu vázání. Západky po uvolnění odjistí rám vázání. Jsou také provedení, kdy je rám jištěn tvarovým stykem s pákou, která se také při výstupu používá jako podložka pro vyrovnání sklonu svahu při výstupu



Obr. č. 9- Typy zámků [9]

Regulace rozvoru vázání pro lyžařskou obuv

Každé vázání musí pokrýt určitý rozsah velikostí lyžařské obuvi, k tomu je nutné na rámu či v oblasti patky vázání zajistit posun o určitou délku v rámci rozsahu. Různé provedení vázání mají různé rozsahy, nejčastěji jsou však dvě velikosti rámu jako například u Marker Duke. Tento model má dvě velikosti s rozsahem regulace 60mm, velikost S:265-325mm, L:305-365mm. Vázání jsou ovšem také rozdělena i do více velikostí z důvodu maximální optimalizace dílů a váhy. Ovšem výrobce nepředpokládá využití vázání více uživateli, což se v průběhu využívání produktu často stává z důvodu vysoké ceny. Tudíž jsou rozsahy regulace nedostatečné pro širokou škálu uživatelů.

Regulace probíhá pomocí šneku s hřebenem, tvarovým stykem. Zároveň tato část zabezpečuje přitlak lyžáky do špice pomocí pružiny, která je součástí posuvného mechanismu. Regulace přitlaku je zabezpečena pouze přísuvem patky.

Posun vázání pro přirozený ohyb lyže

Lyže musí mít pro svoji úplnou funkčnost možnost přirozeně pružit po celé svojí délce, s čímž je potřeba počítat i při konstrukci vázání. Obyčejné sjezdové vázání řeší tento problém umístěním pružiny do patní části, kdy tato pružina slouží jednak pro vyvození přitlačné síly do paty lyžařské obuvi, ale také pro umožnění průhybu lyže v místě, kde je vázání spojeno s lyží. Tento problém je však u rámových vázání poněkud složitější tím, že rám, který je po celé délce boty nepřirozeně ztuzuje střed lyže a hrozí zlomení lyže před nebo za vázáním. Z tohoto důvodu je nutné umožnit pružení lyže pokud možno v co největší míře. Tento problém řeší umožněním posuvu rámu v zadní zámkové části.

Vyrovnání sklonu svahu při výstupu

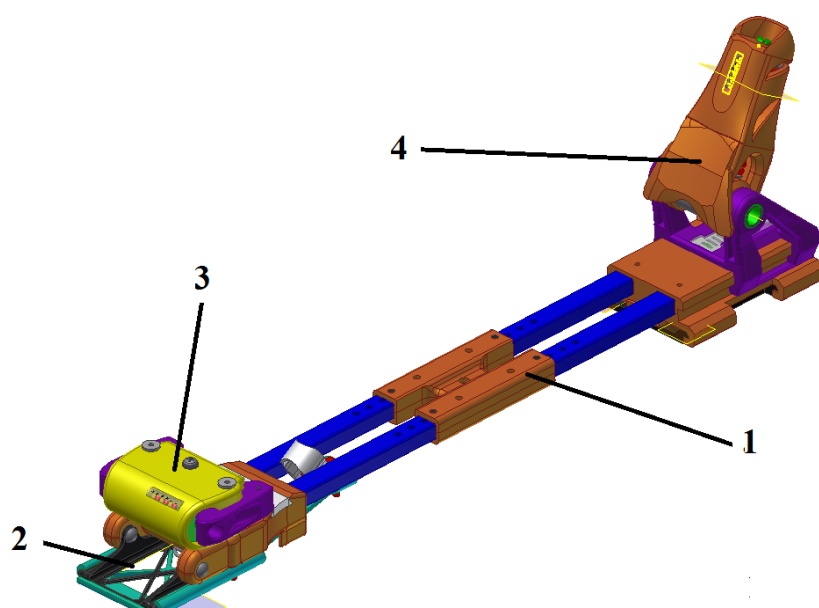
Při prudkém stoupání do svahu není rozsah lyžaře fyziologicky dostatečný pro pohodlný výstup, což je ovlivněno především omezením kloubových částí kotníku kůli lyžařské obuvi. Řešením je odsazení paty od lyže určitou výšku, čímž dosáhneme vyrovnání rámu vázání do polohy co nejvíce blízké rovině vodorovné.

Přídavné mačky

Jedná se o příslušenství určené k výstupu po zledovatělé sněhové ploše. Toto přídavné zařízení obsahuje hroty, případně ostré hrany, které se zaseknou do ledu a zabrání zpětnému sklouznutí ze svahu v případě neúčinnosti stoupacích pásů. Tento díl není stálou součástí vázání, je pouze přídavným příslušenstvím pro ztížené podmínky.

2 Vlastní konstrukční řešení

Vlastní konstrukční návrh vycházející z původního rámového vázání Marker Duke EPF je upravován za účelem snížení váhy, rozšíření využitelnosti a vylepšení mechanických vlastností. V konstrukci byl upraven především rám a kotvící prvky, u bezpečnostních mechanismů byly použity podobné konstrukční prvky jak u výchozího vázání avšak s úpravami.



Obr. č. 10- Stoupací vázání

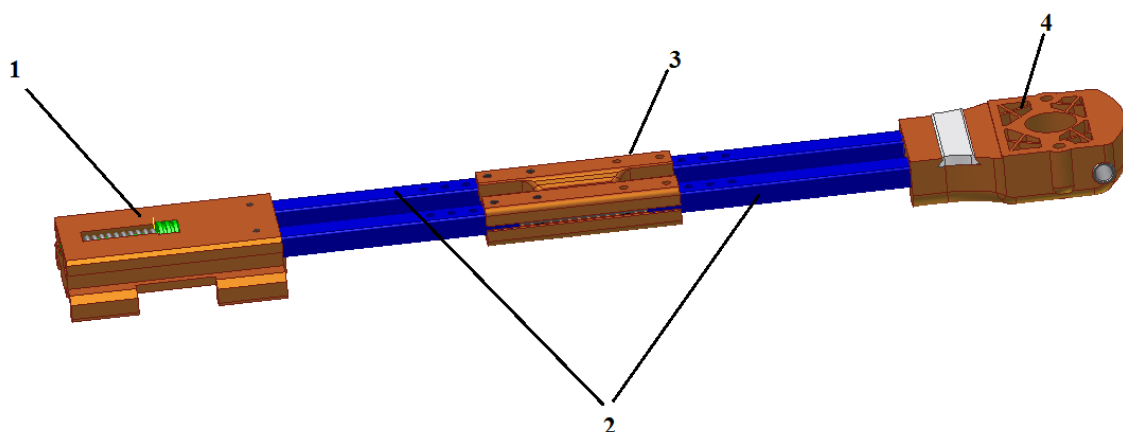
1- Rám; 2- Kotvící část vázání; 3- Bezpečnostní mechanismus špičky; 4- Bezpečnostní mechanismus paty

2.1 Rám

Konstrukci rámu jsem zvolil kombinovanou. Přední a zadní nosná část je zhotovena jako plastový výlisek z materiálu TECHNYL® 2412GHF8 PA66-GF40, což je polyamid 66 s 40% příměsí skelných vláken pro vylepšení mechanických vlastností. Výlisky jsou odlehčeny žebrováním. Tyto dvě hlavní nosné části spojují nosníky z hliníkové slitiny usazené v plastových částech s přesahem a jištěny dutými čepy. Ve střední části je umístěn rozebíratelný dílec pro nastavení hrubé délky vázání pro požadovanou velikost boty. Rozsah této regulace je 60mm s krokem 10mm.

Špička obsahuje skluzovou desku pro minimalizaci tření a také pouzdra pro otočný čep, kvůli minimálnímu navýšení vůle čepu od otlačení.

Patní část tvoří skříň předpětí, která je spojena tvarovým stykem se zadním zámkem. V horní části je uložen šnek pro jemnou regulaci rozvoru vázání spolu s předpětíovou pružinou.

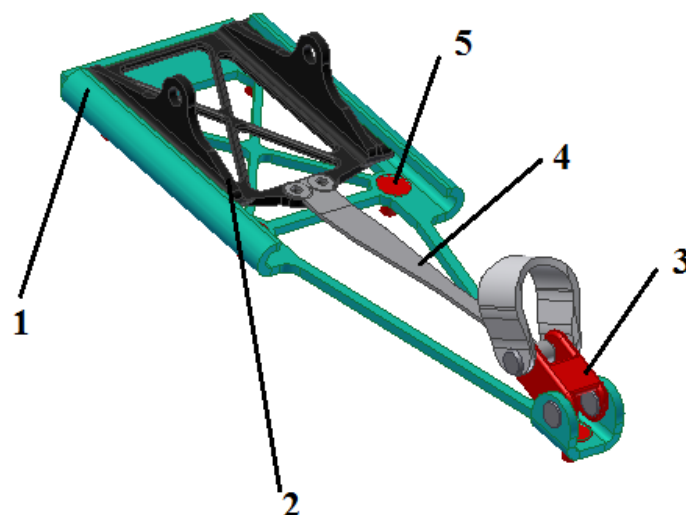


Obr. č. 11- Rám vázání a jeho části

1- nosná část patky; 2- slitinové nosníky; 3- regulace délky rámu; 4- nosná část špičky

2.2 Kotvení rámu k lyži

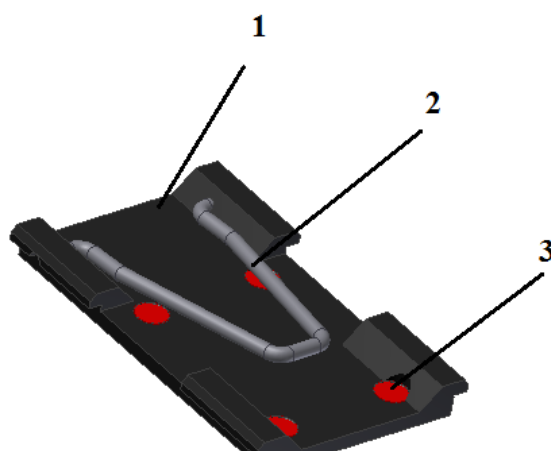
Kotvící část je tvořena tvarově ohýbanými plechy v přední části a plastovým dílcem v zadní části. Jeden z tvarovaných plechů je přišroubován přímo k lyži pomocí pěti šroubů, tento díl tvoří vedení v drážce pro ohýbaný plech (pozice 2 obr.11) a zároveň rám pro pákový mechanismus, který ovládá polohu obou plechů. Druhý plech je spojen táhlem s mechanismem ovládání polohy. Mechanismus je tvořen jednoduchou pákou ukotvenou ve spodní části a spojenou táhlem s částí horní. Je využíván jako přepínač vázání do polohy pro stoupání z polohy sjezdové a naopak.



Obr. č. 12- Přední kotvící část

1-Kotvící plech s drážkou; 2- Kotvící plech s otvorem pro čep; 3- Páka posuvu s manipulačním ouškem; 4- táhlo posuvu; 5- Kotvící šrouby

Zadní plastová část je kotvícím prvkem pro patní část vázání, tvarový spoj je rozpojitelný a to pomocí pákového mechanismu, který byl již zmiňován. Po uvedení do polohy pro výstup je zadní část rámu od kotvící desky posunuta o 36mm, čímž se uvolní tvarový spoj. Kotvící deska obsahuje také hrazdičku pro vyrovnání sklonu svahu. Oproti původnímu provedení je umístěna na prvku připevněném k lyži z toho důvodu, že lyže je při výstupu část pasivní, kdežto vázání je uživatelem aktivně uváděno na rozdíl od lyže, která se pouze „šoupe“ po sněhu.

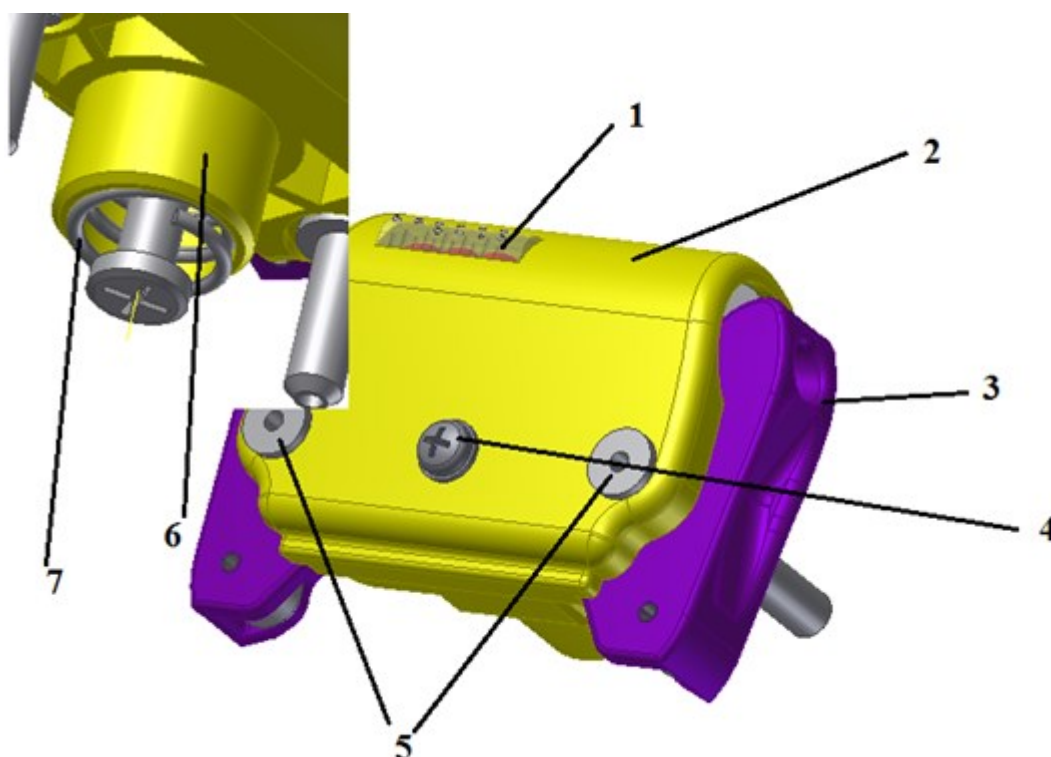


Obr. č. 13- Zadní kotvící část

1-Plastový kotvící díl; 2- Hrazdička pro vyrovnání sklonu; 3-Kotvící šrouby

2.3 Vypínací mechanismus špičky

Vypínací mechanismus jako jedna z hlavních částí je spojena s rámem pomocí dvou čepů a jednoho šroubu. Hlavními konstrukčními prvky jsou pružinová část, čelisti a tělo špičky. Pro čelisti byla použita hořčíková slitina určená na odlitky. Tělo špičky je hlavním nosným prvkem, jsou zde uloženy na čepech čelisti, mezi nimiž je uložena pružina s předpětým šroubem. Předpětí vyvozuje šroub spolu s talířovou podložkou opatřenou závitem, kdy se podložka při šroubování šroubu posouvá a stlačuje pružinu. Návrh pružiny a kontrola čelisti je obsáhnuta ve výpočtové části práce.



Obr. č. 14- Bezpečnostní mechanismus špičky

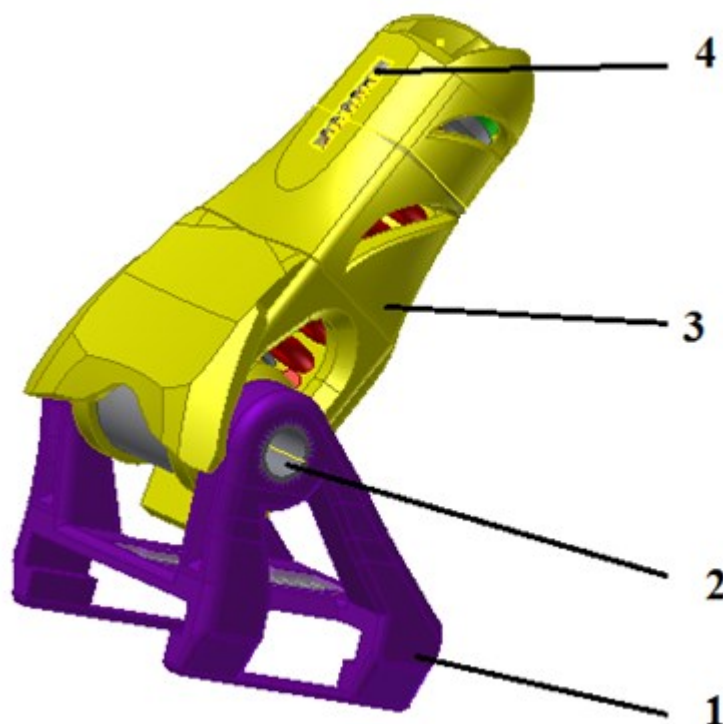
1- Stupnice DIN; 2- Tělo špičky; 3- Čelist; 4- Šroub pro výškové nastavení těla; 5- Čepy čelisti; 6- Vedení; 7- Pružina výškového nastavení

Dále je špička opatřena vedením pro výškovou stavitelnost tohoto prvku. Tato část obsahuje regulační šroub a pružinu. Pružina rozevírá tělo špičky a přední část rámu, síla pružiny nemusí být přesně definována, tudíž byla navrhnutá dle rozměrů a možností pro uložení a vybrána z katalogu.

2.4 Vypínací mechanismus patky

Patní část vázání je spojena s rámem také pomocí tvarového styku a to systémem drážek. Kromě drážek je zde také regulace vzdálenosti patky pro nastavení rozvoru pro lyžařskou obuv.

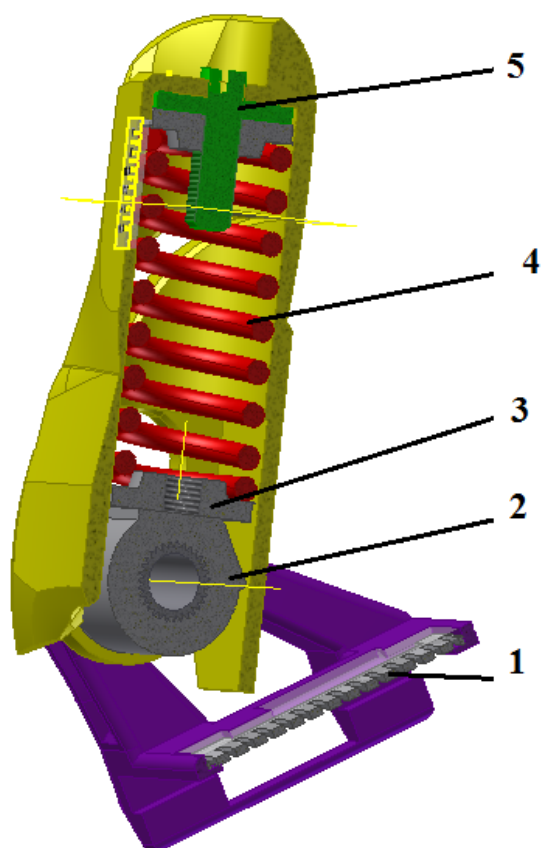
Rámová část je z hořčíkové slitiny, která již byla zmíněna. V tomto rámu je uložen plech s hřebenovými drážkami a čep, na kterém je bezpečnostní mechanismus patky. Rám byl konstruován jako dvouramenný z důvodu optimálnějšího rozložení sil.



Obr. č. 15 -Bezpečnostní patní část

1- Dvouramenný rám; 2- Nosný čep; 3- Tělo patky; 4- Stupnice předpětí v DIN jednotkách

Bezpečnostní mechanismus je zde vyřešen jako otočná patka uložená na čepu v rámu. Samovolnému otevření brání síla vyvinutá pružinou na plošku válečku umístěného na čepu, kolem kterého se patka otáčí. V případě vypnutí patky je pružina stlačena a klopena dosedací ploškou přes hranu na válečku. Návrh a výpočet mechanismu včetně pružiny je uveden ve výpočtové části. Tělo patky je plastový výlisek ze stejného materiálu jako rámové části.



Obr. č. 16- Patka v řezu/pružinový mechanismus

1- Hřeben šneku pro posu; 2- Válec s klopnými ploškami; 3- Doraz pružiny; 4- Vinutá pružina; 5- Regulace předpětí pomocí šroubu

2.5 Brzda

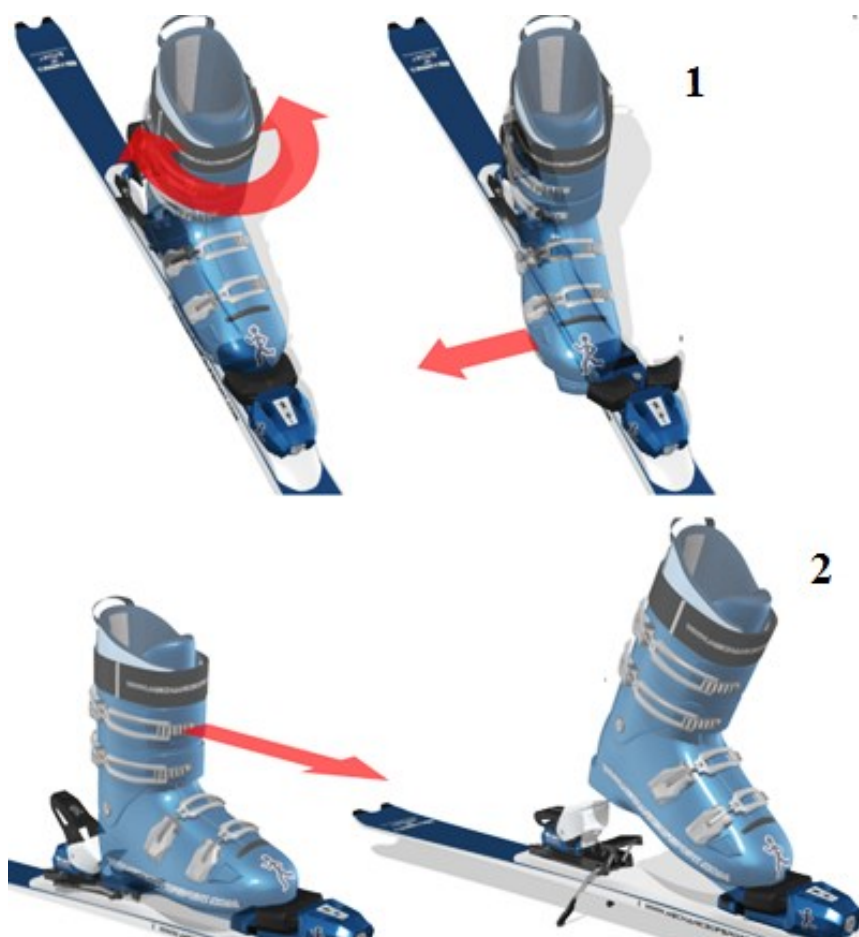
Brzda byla převzata z původního modelu Marker Duke EPF, pouze byla poupravena pro konstrukci mého vázání. Tento součást slouží především k zabrzdění lyže při vypnutí, je výměnným dílcem, který má různé montážní šířky pro různé typy lyží. Z tohoto důvodu jsem zvolil již dostupnou brzdu.

3 Kontrolní a návrhové výpočty

Tato část obsahuje návrhové a kontrolní výpočty pro pružiny bezpečnostních mechanismů. Dále jsou zde obsáhnuty kontrolní výpočty čepů pro čelisti špičky a také pro nosný čep patky.

3.1 Vstupní hodnoty pro výpočet sil působících na pružinu

V tabulce č. 1 můžete vidět hodnoty krouticího momentu daného pro určité hodnoty jednotek DIN v závislosti na váze a délce boty. Tato tabulka je výňatkem z normy DIN 7881, která určuje bezpečnostní podmínky pro sjezdová vázání. Při výpočtech konkrétních sil jsem uvažoval dané hodnoty silové momenty a zvolil jsem si určitou délku skeletu lyžařské obuvi.



Obr. č. 17-Uvolnění při přetěžující síle(1- uvolnění špičky, 2- uvolnění patky) [6]

Tabulka č. 1- Hodnoty silových momentů dle normy DIN 7881[10]

Hmotnost lyžaře[Kg]	DIN index						Hodnoty silového momentu[Nm]					
							špička(krut)			Patka vypnutí		
	délka skeletu lyžáky [mm]						min	ref	max	min	ref	Max
10- 13	<250	251- 270	271- 290	291- 310	311- 330	>330		5			18	
14- 17	0,75						5	8	11	19	29	39
18- 21	1	1	0,75				8	11	14	30	40	50
22- 25	1,25	1,25	1				11	14	17	42	52	62
26- 30	1,75	1,5	1,5				14	17	20	54	64	74
36- 41	2	2	1,75				17	20	23	65	75	85
42- 48	2,5	2,5	2,25	2	1,75	1,75	20	23	26	77	87	97
49- 57		3	2,5	2,5	2,25	2	24	27	30	92	102	112
58- 66		3,5	3	3	2,5	2,5	28	31	34	108	120	132
67- 78		4,25	4	3,5	3,25	3,25	33	37	41	127	141	155
79- 94		5	4,75	4,5	4	4	39	43	47	148	165	182
95+		6	5,5	5,25	5	4,75	45	50	55	175	194	213
		7	6,75	6,25	6	5,75	52	58	64	206	229	252
		8,5	8	7,5	7	6,75	60	67	74	244	271	298
		10	9,5	9	8,5	8,25	70	78	86	288	320	352
		12	11,25	10,75	10,25	10	82	91	100	342	380	418
								105			452	

Pro výpočet volím délku skeletu $L_s = 265\text{mm}$.

Délka skeletu jsou různé a v závislosti na délce skeletu se mění i vypínací síly, tudíž volba může být libovolná

Síla působící na čelist špičky při uvolnění pro DIN hodnoty 6:

$$M_k = F \cdot L_s \rightarrow \quad (1)$$

$$F_{vyp_p} = M_k / L_s = 11 / 0,265 = \underline{41,5 \text{ N}}$$

Síla působící na patku vázání při uvolnění:

$$F_{vyp_z} = M_k / L_s = 40 / 0,265 = \underline{150,94 \text{ N}}$$

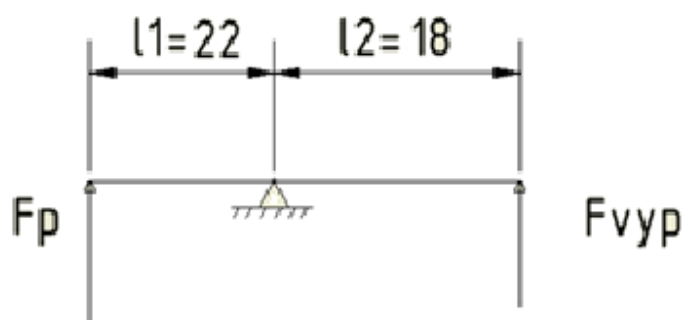
Tabulka č. 2- Přepočet silových momentů na vypínací síly

DIN	Mk špičky[Nm]	Mk patky[Nm]	Fvyp _p [N]	Fvyp _z [N]
0,75	8	29	30,18868	109,434
1	11	40	41,50943	150,9434
1,25	14	52	52,83019	196,2264
1,5	17	64	64,15094	241,5094
2	20	75	75,4717	283,0189
2,5	23	87	86,79245	328,3019
3	27	102	101,8868	384,9057
3,5	31	120	116,9811	452,8302
4,25	37	141	139,6226	532,0755
5	43	165	162,2642	622,6415
6	50	194	188,6792	732,0755
7	58	229	218,8679	864,1509
8,5	67	271	252,8302	1022,642
10	78	320	294,3396	1207,547
12	91	380	343,3962	1433,962
14	105	452	396,2264	1705,66
16	121	520	456,6038	1962,264

Z těchto hodnot po přepočtu sil a reakcí budu vycházet při návrhu pružin pro vázání.

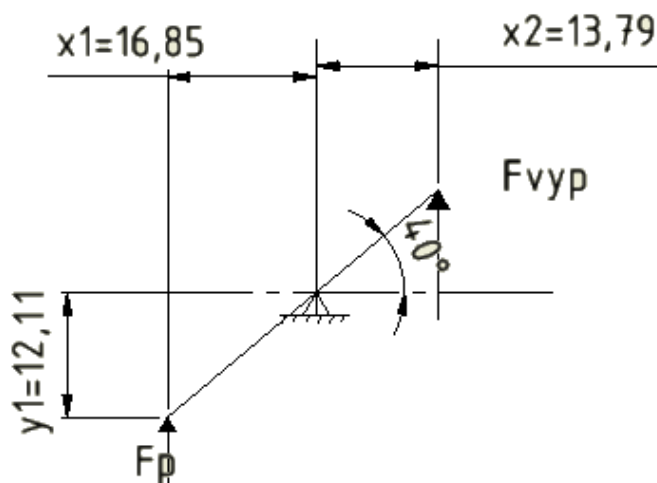
3.2 Návrh mechanismu špičky

Při vypnutí špičky se rozevře čelist o úhel α , kdy se těleso zabraňující tření (kluzná plocha, otočný váleček) dostane do polohy tečné ke špičce lyžáky. Je tedy nutné spočítat úhel vyklonění, poté s touto hodnotou pracovat při návrhu pružiny do vypínacího mechanismu.



Obr. č. 18- Působení sil na čelist v počáteční poloze

Je nutné vyjádřit sílu na pružině F_p pomocí momentové rovnice. Na obrázku č.17 je vidět klidová poloha. Jelikož se čelist při uvolnění lyžařské boty rozevře o úhel $\alpha = 40^\circ$ Je nutné počítat sílu ze stavu uvolnění.



Obr. č. 19- Působení sil na čelist v moment uvolnění

Momentová rovnice bude tedy vypadat následovně:

$$F_p \cdot x_1 = F_{vyp} \cdot x_2 \quad (2)$$

$$F_p = F_{vyp} \cdot \frac{x_2}{x_1} = 188,679 \cdot \frac{16,97}{12,73} = \underline{154,37N}$$

Tabulka č. 3-Přepočet sil vypínacích F_{vyp} na sílu působící na pružinu F_p

DIN	$F_p[N]$	$F_{vyp_p}[N]$
6	154,3737	188,679
7	179,0673	218,86
8	203,2855	248,46
9	222,0505	271,395
10	240,8155	294,33
11	260,8879	318,863
12	280,9604	343,396
13	302,5702	369,808
14	324,18	396,22
15	348,8821	426,4115
16	373,5843	456,603

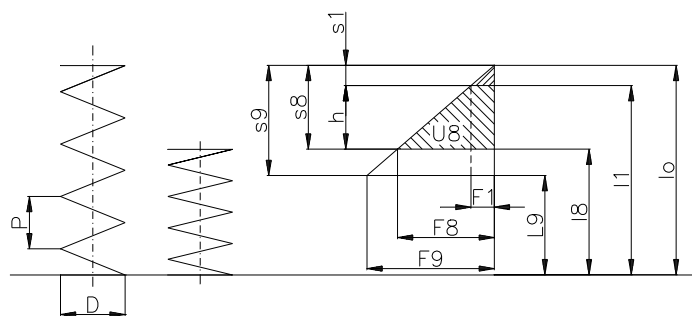
$$F_8 = F_p(\text{DIN16}) = 373,58 \text{ N}$$

$$S_8 = \text{volím z důvodu možných úprav } S_8 = 33 \text{ mm}$$

$$l_0 \text{ je dáno konstrukčně a to } l_0 = 52,5 \text{ mm}$$

Návrh pružiny pro mechanismus špičky [7]

V následující části je popsán návrh pružiny pro vypínací mechanismus špičky, dle uvedeného zdroje. Materiál pružiny 15 260 zušlechťený stav, $\tau_{Dm} = 850 \text{ MPa}$.



Obr. č. 20 Charakteristické vlastnosti pružiny[7]

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dm} \quad M_k = F_8 \cdot \frac{D}{2} \quad W_k = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \Rightarrow d'$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{F \times D \times 8}{T \times \pi}} = \sqrt[3]{\frac{373,58 \times 8 \times 20}{850 \times \pi}} = \underline{2,81824 \text{ mm}} \rightarrow \text{volím } d = \underline{2,8 \text{ mm}} \quad (3)$$

Vnější průměr pružiny:

$$D_1 = D + d = 20 + 2,8 = \underline{22,8 \text{ mm}} \quad (4)$$

počet činných závitů se vypočítá z deformační energie - U :

$$U = \frac{M_k \cdot \varphi}{2} = \frac{F \cdot s}{2} \quad \varphi = \frac{M_k \cdot L}{G \cdot J_p} \quad L = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n \quad J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad M_k = F \cdot R$$

L – celková délka drátu

$$\frac{F^2 \cdot R^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{2 \cdot G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{F \cdot s}{2}$$

$$\frac{F \cdot R^3 \cdot n \cdot 32}{G \cdot d^4} = \frac{s}{2} \quad R = \frac{D}{2}$$

$$n = \frac{S \cdot G \cdot d^4}{F \cdot R^3 \cdot 64} = \frac{S \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot F \cdot D^3}$$

$$n = \frac{29 \cdot 80 \cdot 10^3 \cdot 2,8^4}{8 \cdot 374 \cdot 20^3} = \underline{5,97} > \text{volím } 6 \text{ závitů} \quad (5)$$

Počet závěrných závitů pružiny:

$$n_z = 2 \cdot (0,75) \text{ závitů} = \underline{1,5} \quad (6)$$

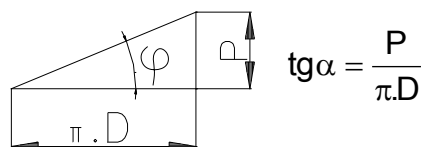
Celková počet závitů pružiny:

$$z = n + n_z = 6 + 1,5 = \underline{7,5} \quad (7)$$

Při úplném stlačení pružiny, kdy dosedne závit na závit, bude

$$l_9 = z \cdot d = 7,5 \cdot 2,8 = \underline{21 \text{ mm}} \quad (8)$$

Vůle mezi závity má být nejméně $v_0 = 0,1 \cdot d$; rozteč $P = v_0 + d$



$$v_0 = 0,1 \cdot 2,8 = \underline{0,28 \text{ mm}} \quad (9)$$

$$P = 2,8 + 0,28 = \underline{3,08 \text{ mm}} \quad (10)$$

Délka plně zatížené pružiny:

$$l_8 = l_9 + (z - 1) \cdot v_0 = 21 + (7,5 - 1) \cdot 0,28 = \underline{22,82 \text{ mm}} \quad (11)$$

Rozvinutá délka drátu

$$L = (z + 1,5 + 2) \cdot \frac{\pi \cdot D}{\cos \alpha} = (7,5 + 1,5 + 2) \cdot \pi \cdot 20 / \cos 2,8064^\circ = \underline{691,98 \text{ mm}} \quad (12)$$

Výpočet tuhosti

$$C = \frac{F_8 - F_1}{h} = \frac{374 -}{29,86} = \underline{12,525 \text{ N/mm}} \quad (13)$$

Sílu F_p tvoří dvě složky, síla předpětí $F_{\text{před}}$ a akční síla $F_{p'}$ vyvolaná rozevřením čelisti.

$$F_p = F_{\text{před}} + F_{p'} \quad (14)$$

$$F_{p'} = y_1 \cdot C = 12,11 \cdot 12,525 = 133,21 \text{ N} \quad (15)$$

$$F_{\text{před}} = F_p - F_{p'} = 154,37 - 151,67 = 2,69 \text{ N} \quad (16)$$

Síla $F_{\text{před}}$ lze také definovat jako násobek konstanty C a počátečního stlačení pružiny Y_o . Z této rovnice vyjádříme tedy počáteční stlačení.

$$F_{\text{před}} = C \cdot Y_o \rightarrow Y_o = F_{\text{před}} / C = 2,69 \text{ N} / 12,525 = 0,21 \text{ mm} \quad (17)$$

Hodnota počátečního předpětí se dosáhne konstrukční úpravou dosedací podložky a to jejím zvýšením. Tyto hodnoty je nutné vypočítat pro různé vypínací síly, tabelaci hodnot jsem provedl pomocí Excelu.

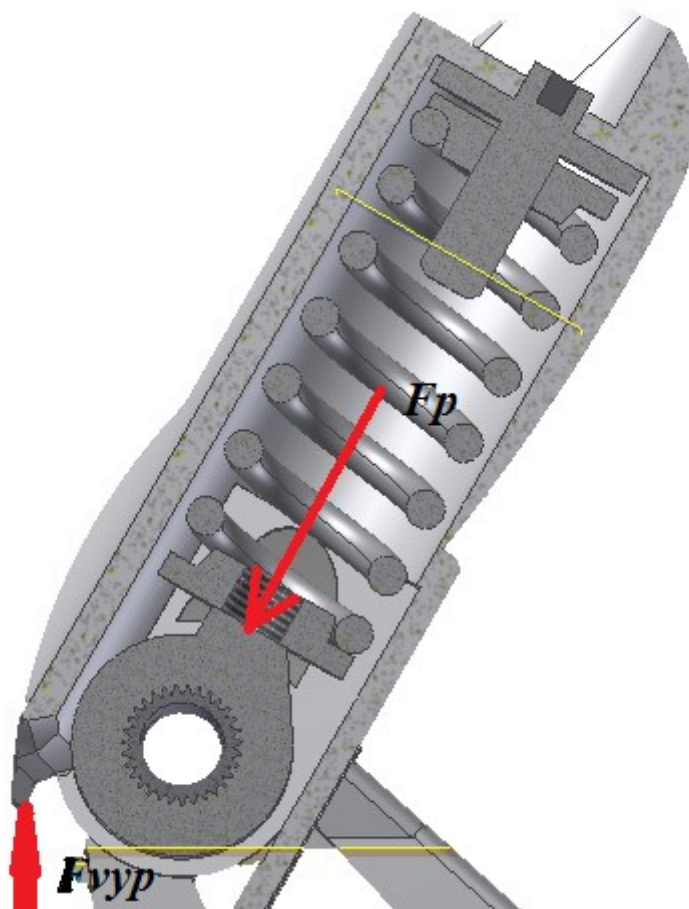
Tabulka č. 4- Počáteční předpětí a stlačení pružiny

DIN	$F_{\text{před}}$ [N]	Y_o [mm]
6	2,703727	0,216
7	27,39727	2,188
8	51,61545	4,123
9	70,38045	5,621
10	89,14545	7,12
11	109,2179	8,723
12	129,2904	10,33
13	150,9002	12,05
14	172,51	13,78
15	197,2121	15,75
16	221,9143	17,72

Tabulka č. 5- Hlavní rozměry pružiny

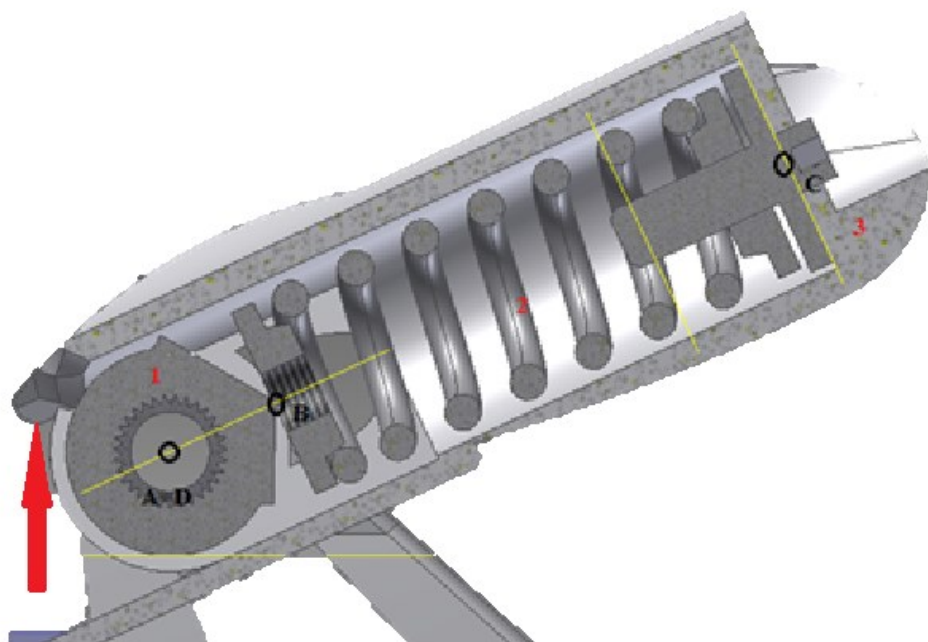
D [mm]	D_o [mm]	d [mm]	D_1 [mm]	C [N/mm]	L_o [mm]	L_8 [mm]	F_N [N]	n	n_z
20	17,2	2,8	22,8	12,52	52,5	22,82	374N	6	1,5

3.3 Mechanismus patní části vázání [1]



Obr. č. 21-Patka v zavřeném stavu a působení sil

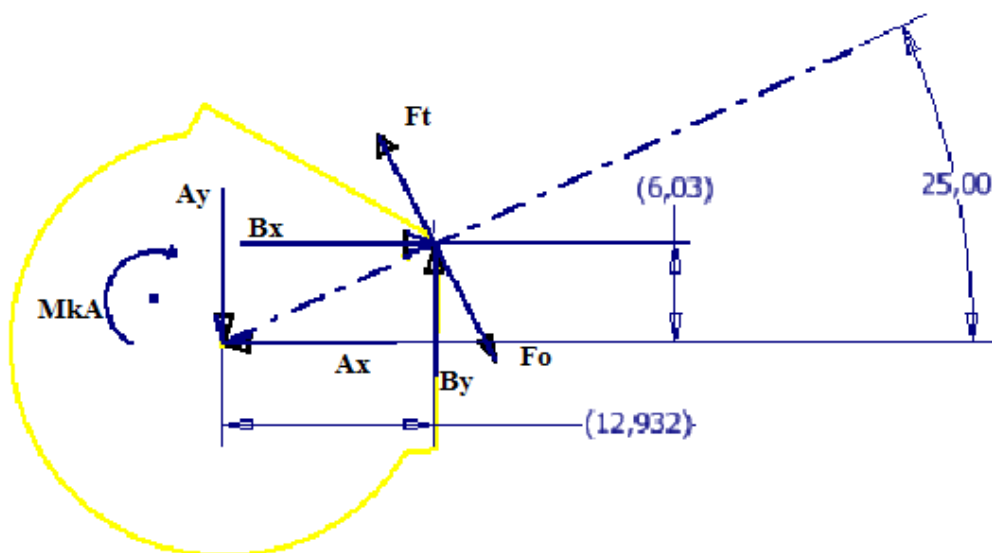
Na obrázku Obr. č. 21-Patka v zavřeném stavu a působení sil můžeme pozorovat mezní polohu patky vázání před uvolněním, při působení vypínací síly F_{vyp} . V této poloze je nutné staticky vyšetřit působení sil, především z důvodu síly F_p , kterou pružina musí vyvodit pro dostatečné předpětí. Tento mechanismus jsem rozdělil na jednotlivé části a vytvořil silové a momentové rovnice pro každé z nich. Výsledkem jsou akční i reakční síly a momenty.



Obr. č. 22- Patka v mezním stavu, rozdělení na samostatná tělesa pro výpočet sil

-1. Těleso, válec s klopnými plochami

Toto těleso způsobuje tvarový styk dorazů pružiny s jeho plochami, při rozevření vázání dojde k porušení styku a síla působící na patku tlačí doraz přes hranu klopného tělesa.



Obr. č. 23 -Váleček s klopnými plochami s reakcemi a silami

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x = B_x + F_{tx} - F_{otx} \quad (18)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y = B_y + F_{oty} - F_{ty} \quad (19)$$

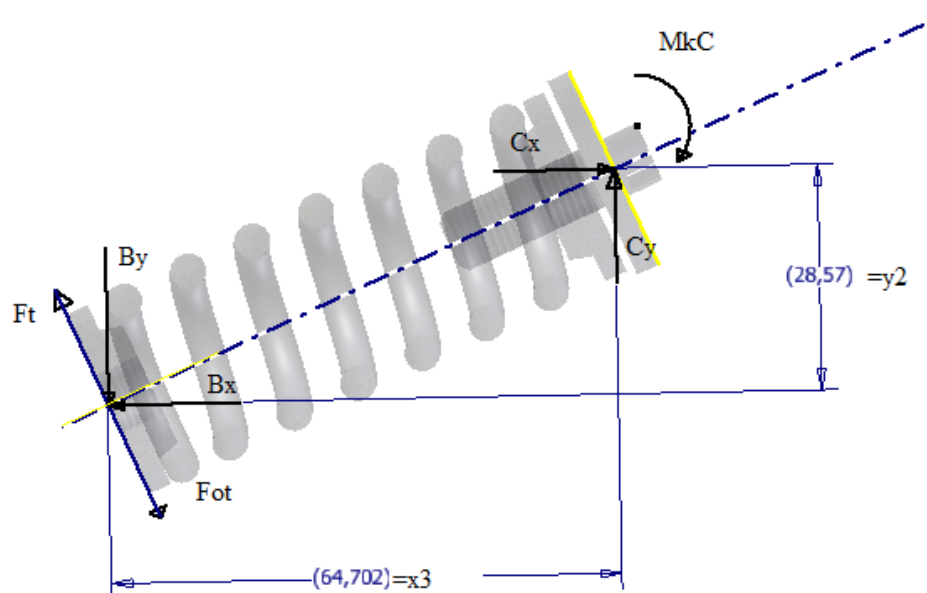
$$\sum M_o = 0$$

$$M_{kA} = F_t \cdot r - B_y \cdot x_2 + B_x \cdot y_1 - F_{ot} \cdot r = F_p \cdot 0,15 \cdot r - B_y \cdot x_2 + B_x \cdot y_1 - F_p \cdot 1,1 \cdot 0,15 \cdot r \quad (20)$$

$$r = \sqrt{x_2^2 + y_1^2} = \sqrt{12,93^2 + 6,03^2} = \underline{14,26 \text{ mm}} \quad (21)$$

-2. Těleso, pružina s dorazy

Toto těleso vyvozuje hlavní předpět'ovou sílu pomocí stlačovacího šroubu a dorazů, celé je uloženo v patce.



Obr. č. 24- Pružinové těleso, dorazy a silové účinky na tuto skupinu

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x = B_x + F_{tx} - F_{otx} \quad (22)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y = B_y + F_{oty} - F_{ty} \quad (23)$$

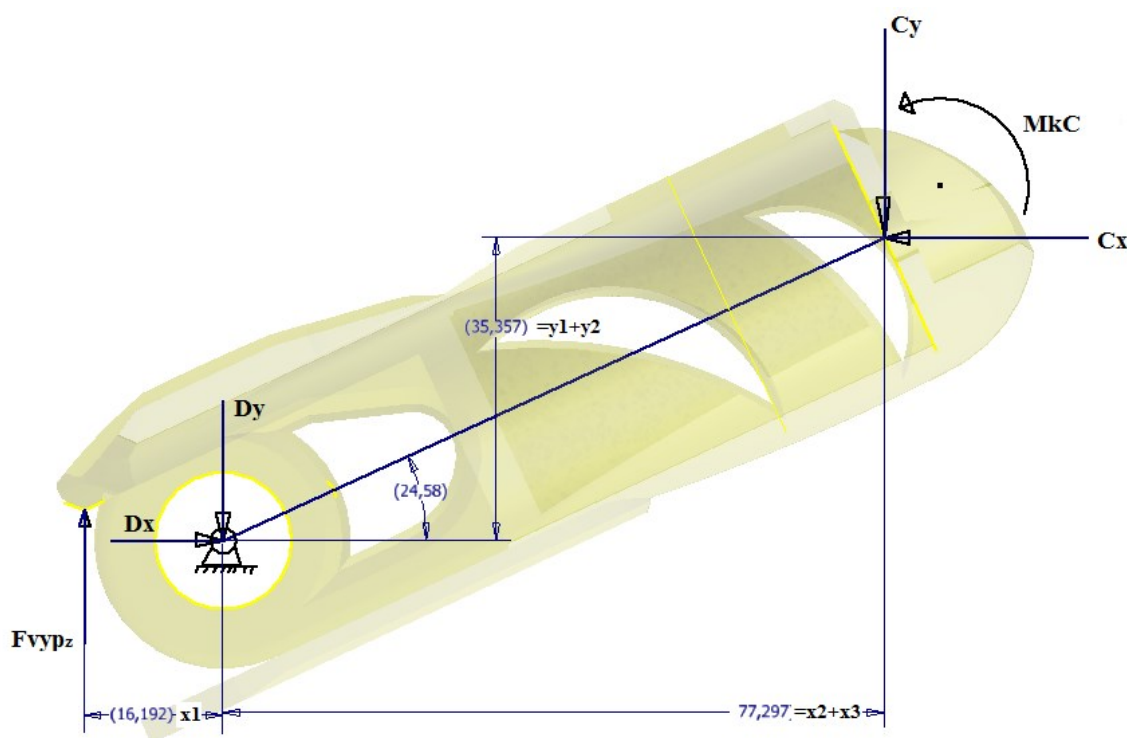
$$\sum M_{oC} = 0$$

$$M_{kC} = B_y \cdot x_3 - B_x \cdot y_2 - F_t \cdot r_2 + F_{ot} \cdot r_2 \quad (24)$$

$$R_2 = \sqrt{x_3^2 + y_2^2} = \sqrt{64,103^2 + 29,892^2} = \underline{70,729 \text{ mm}} \quad (25)$$

-3. Těleso, otočná patka uložena na čepu

Posledním tělesem v této skupině je otočně uložená patka na čepu, je zde uložena pružinová část. Přenáší vypínací sílu z lyžařské boty na celý mechanismus.



Obr. č. 25- Tělo patky a silové účinky na něj působící

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x = C_x \quad (26)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y = F_y - C_y \quad (27)$$

$$\sum M_o = 0$$

$$F_{vypz} \cdot x_1 - C_x \cdot (y_1 + y_2) + C_y \cdot (x_2 + x_3) - M_{kc} = 0 \quad (28)$$

$$F_{ot} = F_t \cdot 1,1 = F_p \cdot \mu \cdot 1,1 \quad (30)$$

$$C_x = B_x = F_p \cdot \cos \alpha = F_p \cdot \cos 25^\circ$$

$$C_y = C_y = F_p \cdot \sin \alpha = F_p \cdot \sin 25^\circ$$

$$F_{vypz} \cdot x_1 - (y_1 + y_2) \cdot F_p \cdot \cos 25^\circ + (x_2 + x_3) \cdot F_p \cdot \sin 25^\circ - (x_3 \cdot F_p \cdot \sin 25^\circ - y_2 \cdot F_p \cdot \cos 25^\circ - F_p \cdot \mu \cdot r_{2+1,1} \cdot F_p \cdot \mu \cdot r_2) = 0$$

$$F_{vypz} \cdot x_1 + F_p \cdot (- (y_1 + y_2) \cdot \cos 25^\circ + (x_2 + x_3) \cdot \sin 25^\circ - x_3 \cdot \sin 25^\circ + y_2 \cdot \cos 25^\circ - 0,1 \cdot \mu \cdot r_2) = 0$$

$$F_p = -F_{vypz} \cdot x_1 / (- (y_1 + y_2) \cdot \cos 25^\circ + (x_2 + x_3) \cdot \sin 25^\circ - x_3 \cdot \sin 25^\circ + y_2 \cdot \cos 25^\circ - 0,1 \cdot \mu \cdot r_2) \quad (31)$$

$\mu=0,15$ (nylon/nylon)

$$F_p = \frac{-732,1 \cdot 16,28}{(-35,375 \cdot \cos 24,58 + 77,297 \cdot \sin 24,58 - 64,363 \cdot \sin 24,58 + 28,326 \cdot \cos 24,58 - 0,15 \cdot 0,1 \cdot 70,297)} = 336,19 \text{ N}$$

$$F_{px} = C_x = F_p \cdot \cos 24,58^\circ = 266,98 \cdot \cos 24,58^\circ = \underline{305,8 \text{ N}} \quad (32)$$

$$F_{py} = C_y = F_p \cdot \sin 24,58^\circ = 266,98 \cdot \sin 24,58^\circ = \underline{139,89 \text{ N}} \quad (33)$$

$$D_y = F_{vyp} - C_y = 735,07 - 112,83 = \underline{592,181 \text{ N}}$$

$$D_x = C_x = \underline{305,83 \text{ N}}$$

$$B_x = C_x = \underline{305,83 \text{ N}}$$

$$B_y = C_y = \underline{139,9 \text{ N}}$$

$$A_x = B_x = \underline{305,83 \text{ N}}$$

$$A_y = B_y = \underline{139,9 \text{ N}}$$

$$M_{ka} = B_x \cdot y_1 - B_y \cdot x_2 = 305,83 \cdot 6,03 - 139,9 \cdot 12,93 = \underline{35,125 \text{ Nmm}} \quad (34)$$

Hodnoty sil, reakcí a momentů jsem zpracoval pro všechny vypínací síly v programu Microsoft Excel do tabulky.

Tabulka č. 6 Výsledné síly pro návrh pružiny a její složky pro výpočet reakcí

DIN	F_p [N]	F_{px} [N]	F_{py} [N]
6	336,1982	305,8	139,89
7	391,2642	356,9	163,24
8	441,6483	402,7	184,19
9	488,0384	444,9	203,49
10	534,4285	487,1	222,79
11	581,6273	530	242,42
12	628,8262	572,9	262,05
13	685,464	624,4	285,61
14	742,1019	675,9	309,17
15	795,592	724,6	331,42
16	849,0821	773,2	353,67

Tabulka č. 7 Reakce a reakční momenty soustavy těles

DIN	Fvyp[N]	Ax[N]	Ay[N]	MkA[Nmm]	Dx[N]	Dy[N]
6	732,1	305,8	139,89	35,152	305,8	592,1
7	864,2	356,9	163,24	41,055	356,8	700,9
8	985	402,7	184,19	46,353	402,6	800,8
9	1096	444,9	203,49	51,232	444,8	892,7
10	1208	487,1	222,79	56,110	487,0	984,7
11	1321	530	242,42	61,074	529,9	1078
12	1434	572,9	262,05	66,037	572,9	1171,9
13	1570	624,4	285,61	71,994	624,4	1284,2
14	1706	675,9	309,17	77,950	675,9	1396,9
15	1834	724,6	331,42	83,575	724,6	1502,5
16	1962	773,2	353,67	89,200	773,2	1608,5

3.4 Návrh pružiny pro patku vázání [7]

Materiál pružiny 15 260 zušlechtěný stav, $\tau_{Dm}=850\text{MPa}$.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dm} \quad M_k = F_8 \cdot \frac{D}{2} \quad W_k = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \Rightarrow d'$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D \cdot 8}{\tau_{Dm} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{850 \cdot 8 \cdot 25,5}{850 \cdot \pi}} = \underline{3,966\text{mm}} \quad (35)$$

) Provádí se korekce se zřetelem na přidavný ohyb součinitele K podle poměru vinutí

$$i = D/d \quad (36)$$

$$i = 24,5/4 = \underline{6,125}$$

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1} \quad (37)$$

$$K = 6,125 + 0,2/6,125 - 1 = \underline{1,2341}$$

$$d = d' \cdot \sqrt[3]{K} \quad (38)$$

$$d = 3,966 \cdot \sqrt[3]{1,234} = \underline{4,254\text{mm}} \rightarrow \text{volím } d = \underline{4,3}$$

Vnější průměr pružiny:

$$D_1 = D + d = 24,5 + 4,3 = \underline{28,8\text{mm}} \quad (39)$$

Vnitřní průměr pružiny:

$$D_0 = D - d = 24,5 - 4,3 = \underline{20,2\text{mm}} \quad (40)$$

Výpočet stlačení

$$S_8/S_1 = F_8/F_1 \quad (41)$$

$$F_8 = \underline{849,082\text{N}}$$

$$F_1 = \underline{336,198\text{N}}$$

$$S_8/S_1 = 849,082/336,198 = \underline{2,5255}$$

S₁ volím 11mm

$$S_8 = S_1 * 2,5255 = \underline{27,78\text{mm}}$$

počet činných závitů se vypočítá z deformační energie - U :

$$U = \frac{M_k \cdot \varphi}{2} = \frac{F \cdot s}{2} \quad \varphi = \frac{M_k \cdot L}{G \cdot J_p} \quad L = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n \quad J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad M_k = F \cdot R$$

L – celková délka drátu

$$\frac{F^2 \cdot R^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{2 \cdot G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{F \cdot s}{2}$$

$$\frac{F \cdot R^3 \cdot n \cdot 32}{G \cdot d^4} = \frac{S}{2} \quad R = \frac{D}{2}$$

$$n = \frac{S \cdot G \cdot d^4}{F \cdot R^3 \cdot 64} = \frac{S \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot F \cdot D^3}$$

$$n = \frac{27,78 \cdot 80 \cdot 10^3 \cdot 4,3^4}{8 \cdot 850 \cdot 24,5^3} = \underline{7,57} > \text{volím } \underline{7,6 \text{ závitů}} \quad (42)$$

Počet závěrných závitů pružiny:

$$n_z = 2 \cdot (0,6) \text{ závitů} = \underline{1,2} \quad (43)$$

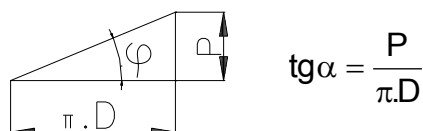
Celková počet závitů pružiny:

$$z = n + n_z = 7,6 + 1,2 = \underline{8,8} \quad (44)$$

Při úplném stlačení pružiny, kdy dosedne závit na závit, bude

$$l_0 = z \cdot d = 8,8 \cdot 4,3 = \underline{37,84\text{mm}} \quad (45)$$

Vůle mezi závity má být nejméně $v_0 = 0,1 \cdot d$; rozteč $P = v_0 + d$



$$V_0 = 0,1 \cdot 4,3 = \underline{0,43 \text{ mm}} \quad (46)$$

$$P = 4,3 + 0,43 = \underline{4,73 \text{ mm}} \quad (47)$$

$$\text{Tg} \alpha = 4,73 / \pi \cdot 24,5 \rightarrow \alpha = \underline{3,51^\circ} \quad (48)$$

Délka plně zatížené pružiny:

$$l_8 = l_1 - s_8 = 70 - 27,78 = \underline{42,22 \text{ mm}} \quad (49)$$

Rozvinutá délka drátu

$$L = (z + 1,5 + 2) \cdot \frac{\pi \cdot D}{\cos \alpha} = (8,8 + 1,5 + 2) \cdot \pi \cdot 24,5 / \cos 3,51^\circ = \underline{948,49 \text{ mm}} \quad (50)$$

Výpočet tuhosti

$$C = \frac{F_8 - F_1}{s_8 - s_1} = \frac{849,082 - 336,198}{27,78 - 11} = \underline{30,565 \text{ N/mm}} \quad (51)$$

Rozměry pružiny:

Tabulka č. 8- Hlavní rozměrové a mechanické vlastnosti pružiny

D(mm)	Do(mm)	d(mm)	D ₁	C	Lo	L ₈	F _N	n	n _z
24,5	20,2	4,3	28,8	30,565	70	42,22	850	7,6	1,2

Výpočet počátečního předpětí a stlačení

$$F_p = F_{p'} + F_{př} = x' \cdot C + S_1 \cdot C \quad (51)$$

x' -je stlačení pružiny při pootočení mechanismu do polohy vypnutí

$x' = 2,721 \text{ mm}$ (odměřeno v inventuru)

$$S_1' = F_p - x' \cdot C / C = 336,198 - 2,721 \cdot 30,565 / 30,565 = \underline{8,278 \text{ mm}} \quad (52)$$

$$L_1' = L_0 - S_1' = 70 - 8,278 = \underline{61,72 \text{ mm}} \quad (53)$$

Stlačení předpět'ovým šroubem

$$X = L - L_1' = 63 - 61,72 = \underline{1,28 \text{ mm}} \quad (54)$$

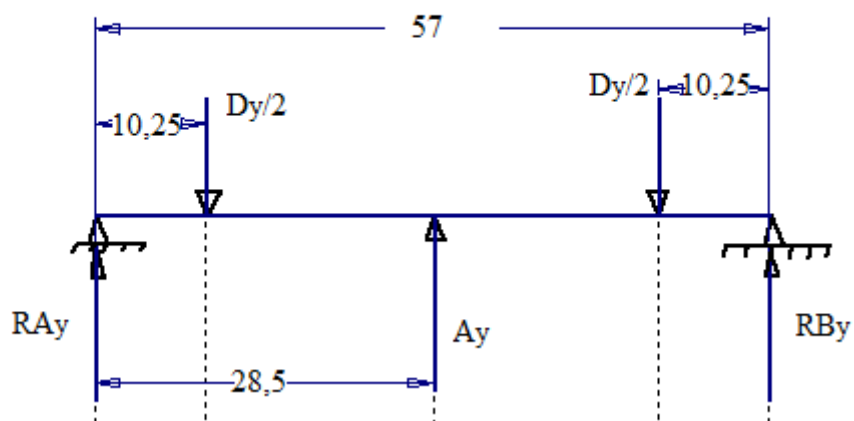
Tabulka č. 9 Tabulka stlačení pro počáteční předpětí pružiny

DIN	X(mm)	L1'(mm)
6	1,27845	61,72155
7	3,080055	59,91995
8	4,728479	58,27152
9	6,246231	56,75377
10	7,763982	55,23602
11	9,308195	53,6918
12	10,85241	52,14759
13	12,70544	50,29456
14	14,55847	48,44153
15	16,30851	46,69149
16	18,05856	44,94144

3.5 Kontrola čepu patky

Čep je nejkritičtěji namáhán při nejvyšší vypínací síle patky, reakce od vypínací síly jsou zde jako $Dy/2$, reakce od podpory jako RAy a RBy síla Ay je reakční silou od působení pružiny.

Rovina: Z-Y



Obr. č. 26 Silové účinky na čep v rovině Z-Y

$$\sum F_z=0$$

$$R_{Az}=0 \quad (55)$$

$$\sum F_y=0$$

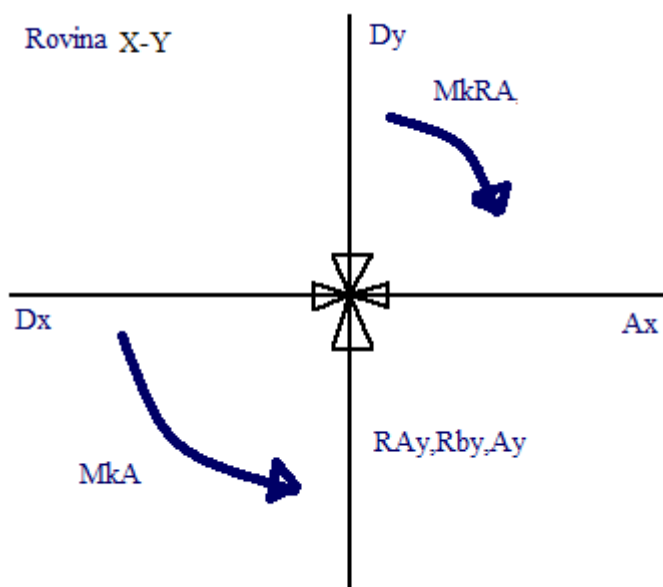
$$R_{Ay}-D_y+A_y+R_{By}=0 \quad (56)$$

$$\sum M_o=0$$

$$R_{By} \cdot l + A_y \cdot l/2 - D_y/2 \cdot x_1 - D_y/2 \cdot (l-x_1) = 0 \quad (57)$$

$$R_{By} = \frac{D_y/2 \cdot x_1 + D_y/2 \cdot (l-x_1) - A_y \cdot l/2}{l} = \frac{804,29 \cdot 10,25 + 804,29 \cdot 46,75 - 353,67 \cdot 28,5}{57} = \underline{627,45 \text{ N}}$$

$$R_{Ay} = D_y - A_y - R_{By} = 1608,59 - 353,67 - 627,455 = \underline{627,45 \text{ N}} \quad (58)$$



Obr. č. 27 Silové a momentové účinky v rovině X-Y

$$\sum F_x=0$$

$$D_x - A_x = 0 \quad (59)$$

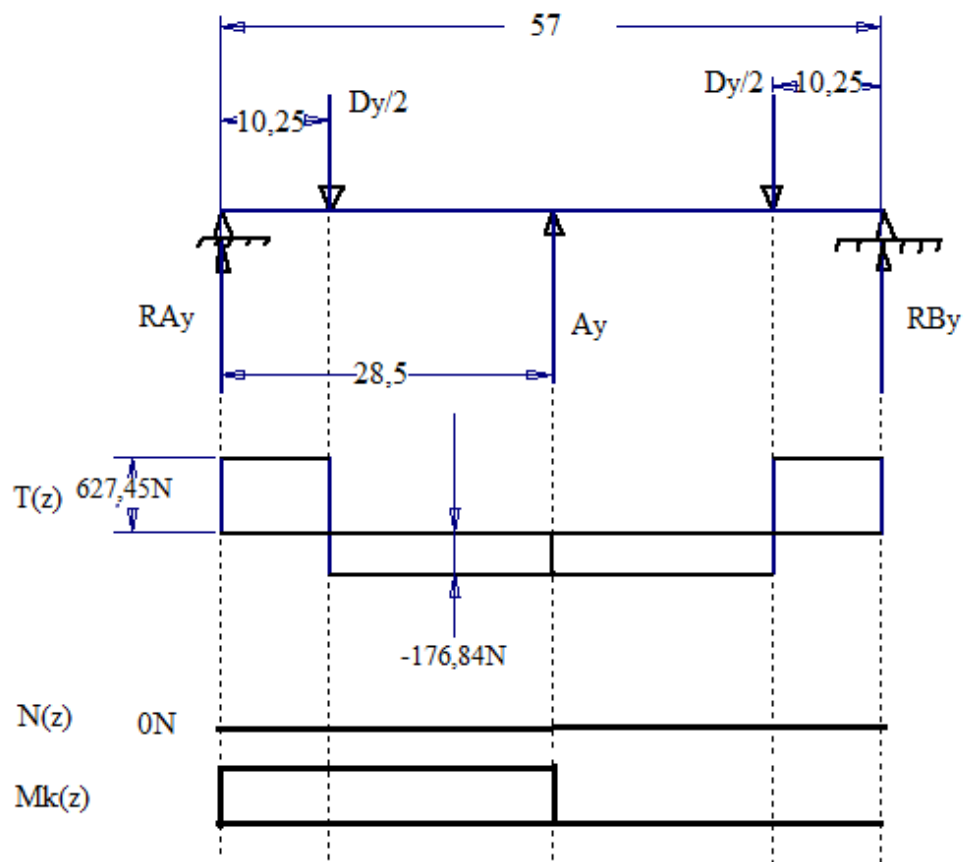
$$\sum F_y=0$$

Suma viz. vzorec 56

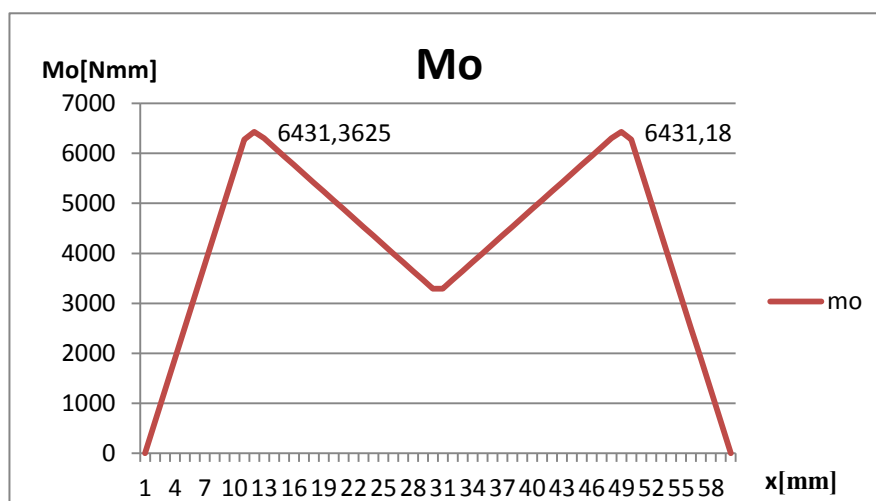
$$\sum M_o=0$$

$$M_{kRA} = M_{kA} = \underline{89,2 \text{ Nmm}} \quad (60)$$

Rovina: Z-Y



Obr. č. 28 Účinky tečných, posouvajících sil a momentu na čep



Obr. č. 29 Ohybový moment působící na čep

$$\sigma_0 = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{RAy \cdot x_1}{\frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}} = \frac{627,45 \cdot 10,25}{\frac{\pi(12^4 - 10^4)}{32 \cdot 12}} = 73,22 \text{ Mpa} \quad (61)$$

$$\tau_k = \frac{Mk}{Wk} \frac{MkRA}{\frac{\pi(D^4-d^4)}{16D}} = \frac{89,2}{\frac{\pi(12^4-10^4)}{16 \cdot 12}} = 0,511 \text{ Mpa} \quad (62)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{73,22^2 + 3 \cdot 0,511^2} = 72,28 \text{ Mpa} \quad (63)$$

$$\text{Bezpečnost: } k = \frac{\sigma_{\text{DOV}}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{159}{72,28} = 2,17 \quad (64)$$

$$\sigma_{\text{Dov}} = R_e \cdot 0,6 = 265 \cdot 0,6 = 159 \text{ Mpa}$$

4 Určení okrajových podmínek pro MKP simulace

Pro vyjádření sil působících na celek lyžařského vázání je potřeba rozebrat základní principy moderního lyžování, základním předpoklad, ze kterého je nutné vycházet je použitý typ lyže a preferovaný styl lyžování.

V dnešní době je absolutní většina lyží vyráběna s hranami, které mají tvar radiusu, aby mohli lehce opisovat oblouk při zatáčení. Různým velikostem radiusu odpovídají různé typy lyží. Například pro krátký ostrý oblouk jsou používány lyže s malým rádiusem (8-12m), tyto lyže jsou lehce ovladatelné, mají výborné manévrovací schopnosti, jejich délka odpovídá zhruba 75% výšky lyžaře.

Lyže se střední velikostí radiusu (12-18m) jsou používány v různorodých podmínkách od měkkého sněhu až po neupravené sjezdovky. Délka lyže odpovídá zhruba 80-100% výšky lyžaře v závislosti na zkušenostech a terénu, kde bude lyže využívána. Tato lyže je univerzální pro pokročilejší lyžaře a vyšší rychlosti, manévrovací schopnosti jsou nižší kvůli délce radiusu a je celkově náročnější pro ovládání. Tento rozsah odpovídá většině modelů lyží pro jízdu ve volném terénu, u kterých se tento model vázání, který podrobují optimalizaci, nejčastěji vyskytuje.

Poslední skupina jsou lyže s velmi dlouhým rádiusem (18-25m) tyto lyže jsou používány především k závodním účelům ve sjezdovém lyžování nebo při zdolávání extrémně náročných terénů s vysokým sklonem v neupraveném terénu, kdy místo klasických lanovek je využito k přepravě lyžaře vrtulníku či dokonce samotný sportovec podnikne výstup sám pomocí horolezecké výbavy. Lyže mají délku 100-140% výšky lyžaře, jsou velice pevné v torzi i podélně a náročné na ovladatelnost.

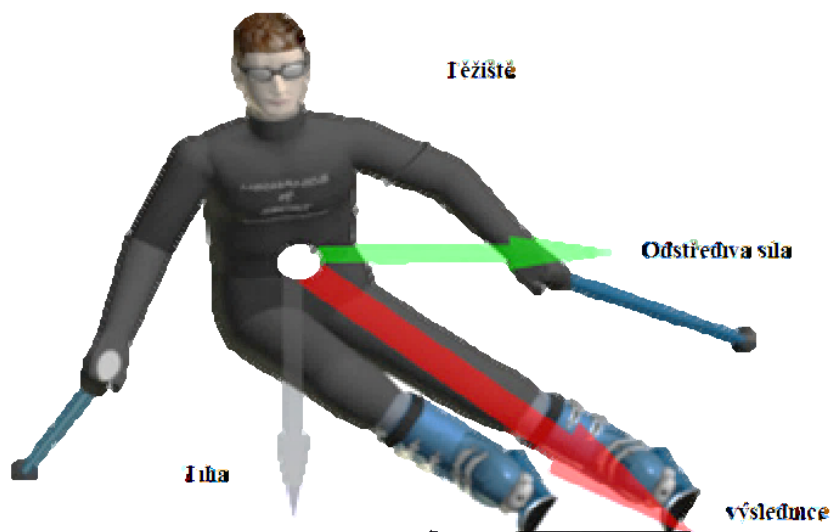
Jak už jsem zmínil, pro své výpočty budu uvažovat lyže univerzálního využití, které reprezentují délky 80-100% z výšky lyžaře (1600-1900mm), jelikož vázání Marker Duke epf

je používáno k výstupům a sjezdům ve volném terénu šířku lyže v jejím středu budu uvažovat 100mm a rádius lyže 15m.

Jako další z kritérií pro výpočty je nutné si určit přibližnou váhu a výšku lyžaře. U vázání je hodnota DIN indexu nejpřesnější v 60-75% rozsahu DIN škály (Duke 6-16), což je u modelu Duke 12-13,5 jednotek DIN. Tudíž toto vázání je určeno orientačně pro využití lyžařů s hmotností od 60 do 149kg včetně vybavení (tzn. Obuv, lyže, oblečení, chrániče případně batoh), tento údaj je orientační, jelikož je závislý na zkušenostech, fyzické zdatnosti lyžaře. Výška je v tomto případě důležitá z důvodu rozložení váhy a celkové polohy těžiště. Pro kontrolní pevnostní výpočet budu tedy uvažovat maximální doporučenou váhu lyžaře u výchozího vázání Duke, což je 150kg.

Nyní jsou určeny okrajové podmínky pro výpočty, tudíž je možné započít rozbor sil a odhalit kritické stavy při namáhání vázání za běžné jízdy nebo pádů.

4.1 Síly působící při jízdě



Obr. č. 30 Působení sil při jízdě

Rychlost: $v = 40 \text{ km/h} = 11,1 \text{ m/s}$ (65)

Poloměr zatáčky: $r = 18 \text{ m}$

Váha lyžaře: $m = 149 \text{ kg}$

Gravitační zrychlení: $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$

$$\text{Odstředivá síla: } F_o = (m \cdot v^2) / r = (149 \cdot 11,1^2) / 18 = \underline{1021,89 \text{ N}} \quad (66)$$

$$\text{Gravitační síla: } G = m \cdot g = 149 \cdot 9,81 = \underline{1461,69 \text{ N}} \quad (67)$$

$$\text{Výsledná síla} = \sqrt{F_o^2 + G^2} = \underline{1783,512 \text{ N}} \quad (68)$$

Tabulka č. 10- Síly v působící na lyžaře v závislosti na rychlosti a poloměru zatáčky

Fodst [N]	Fg [N]	Fv [N]	Rychlost [Km/h]	Rychlost [m/s]
574,8457	1461,69	1570,664	30	8,333333
1021,948	1461,69	1783,512	40	11,11111
1596,794	1461,69	2164,783	50	13,88889
2299,383	1461,69	2724,646	60	16,66667

Výsledná reakce je odkloněna od čelní roviny ve směru jízdy o úhel β , který určuje sklon svahu.

Tabulka č. 11 Síly působící na lyžaře v závislosti na sklonu svahu a rychlosti projeté zatáčky

Sklon svahu [°]	sklon v [%]	v=60[km/h]
11,25	25	2778,025
22,5	50	2949,136
33,75	75	3276,904
45	100	3853,232

Rozložení váhy při jízdě na pravou a levou lyži:



Obr. č. 31 Rozložení váhy při průjezdu zatáčkou[6]

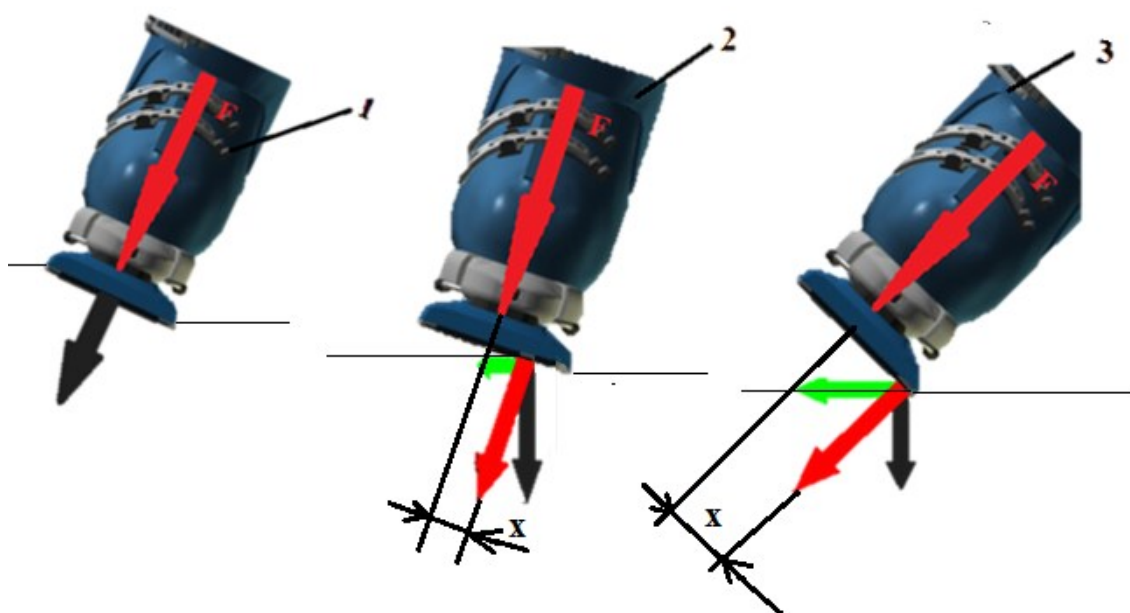
Při průjezdu zatáčkou je optimální rozložení váhy na obou lyžích, jelikož je k tomu potřeba vysoké lyžařské zručnosti není vždy tento stav optimální. Proto je nutné uvažovat, že lyžaři s menšími zkušenostmi při zatáčení mají vyšší část váhy na vnitřní lyži při opisování oblouku zatáčky, tzn. při levé zatáčce je více zatížena levá lyže a naopak a to z toho důvodu, že více zatížená lyže zapojí větší délku rádiusu lyže a tím opíše kratší oblouk. Poměr rozložení je závislý na technice jízdy, ale obecně uvažujme poměr 3/5 síly na lyži vnitřní a 2/5 na druhé lyži. Což znamená, že lyže vnitřní nese 60% reakce a lyže vnější 40%.

$$F = F_v \cdot 0,6 = 3853,232 \cdot 0,6 = \underline{2311,939\text{N}} \quad (69)$$

Tabulka č. 22 Zatížení jedné lyže v závislosti na sklonu svahu a rychlosti

Sklon svahu [%]	v=70[Km/h]
25	1666,815
50	1769,482
75	1966,143
100	2311,939

Akční plocha při zatáčení na různých typech sněhu:



Obr. č. 32- Poloha síly podle stavu povrchu

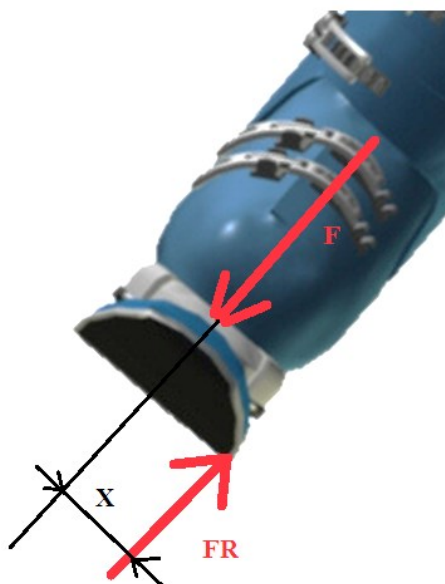
1-prachový sníh; 2-měkký sníh s tvrdým podkladem; 3-zmrzlá sjezdovka, led

Lyžování všeobecně je možné provozovat za různých sněhových podmínek, proto je nutné zohlednit tyto podmínky ve výpočtech a určit nejméně příznivé hodnoty pro následnou kontrolu. Jedním z parametrů je zapojená plocha lyže při zatáčení. Jako první je nepřívětivější

varianta povrchu a to neupravený terén s prašanovým sněhem, zde je zapojena celá plocha lyže, jelikož je sníh měkký, výsledné působíště reakce je tedy uprostřed lyže.

Druhý případ je sníh měkký s tvrdým podkladem, kdy se při zatačení zapojí plocha lyže do 2 centimetrů od kraje lyže v Obr. č. 32 označeno jako hodnota x . Zde je působíště reakce posunuto k hraně lyže. Zde působí výslednice na určité délce ovšem síla je rozložena plošně.

Třetí varianta je podklad tvrdý, přemrzlá sjezdovka nebo led. Při takovýchto podmínkách má lyže v povrchu zaseknutou hranu pouze v řádech několika milimetrů, tudíž lze uvažovat, že reakce působí přímo na hranu a to v nejvyšší možné vzdálenosti od středu lyže, tudíž lze tento případ uvažovat jako nejhorší z uvedených při běžné jízdě.



Obr. č. 33 -Reakce od podložky

b- šířka lyže

$b=100$

$$F_R = F = 2311,05 \text{ N} \quad (70)$$

Tyto síly použiji pro MKP rámu a ukotvení špičky vázání k lyži. Nejhorším případem pro namáhání jsem si určitě vypnutí za jízdy v zátáčce tuto simulaci.

4.2 MKP simulace

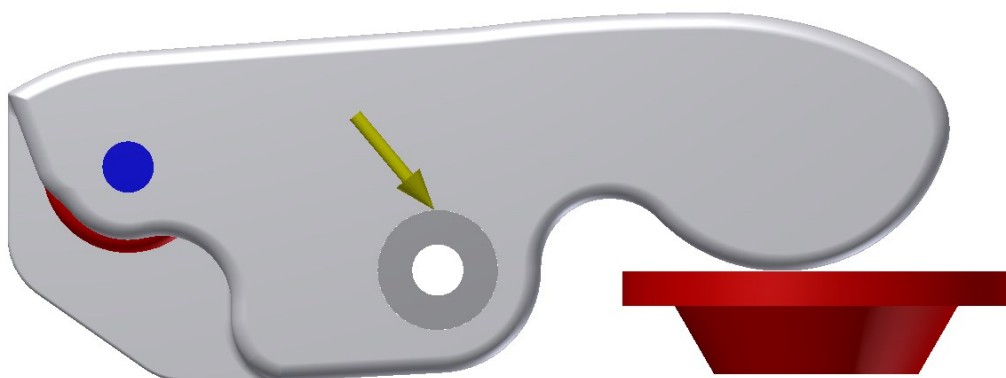
Kapitola popisuje průběh MKP simulací k určení kritických míst v konstrukci a kontrolám bezpečnosti. V úvodu každá podkapitola obsahuje popis zatížení, definování vazeb a dotyků. Stat' tvoří obrazové interpretace výsledků a závěr obsahuje zhodnocení celé simulace.

4.3 MKP čelisti

Jako první jsem nasimuloval namáhání čelisti v přední části vázání vypínacího mechanismu. Jeto součást namáhána především ohybem od vypínací síly.

Zatížení

Čelist je při nejvyšším zatížení namáhána silami při vypínání bezpečnostního mechanismu, tudíž zatěžující síly se budou rovnat silám při nejvyšších vypínacích silách. Což odpovídá DIN 16. Jako zatěžující sílu jsem zvolil reakci R_a působící na čep. Její složky jsou $F_x = -533,625\text{N}$ a $F_z = 635,95\text{N}$ její výslednice je potom $F = 830,174\text{N}$.

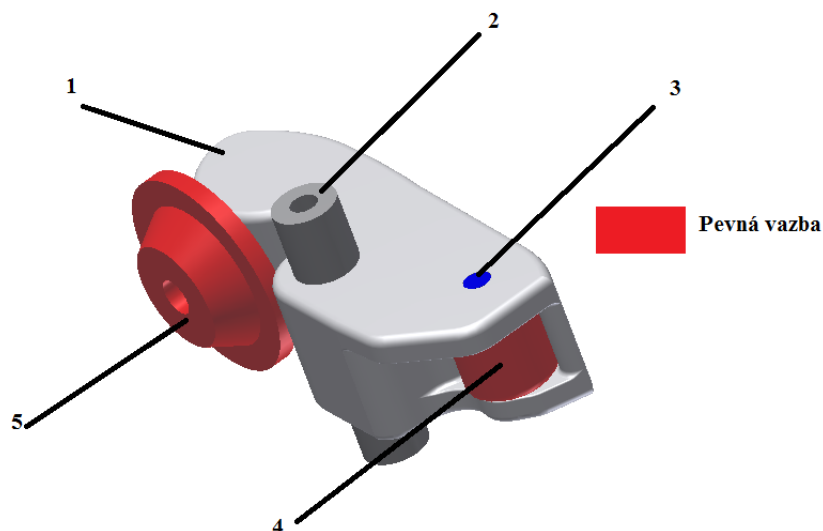


Obr. č. 34 -Působení reakce na čep čelisti

Dotyky:

Dotyky byly definovány jako separace, vlastnosti sestavy jsou definovány pomocí vazeb.

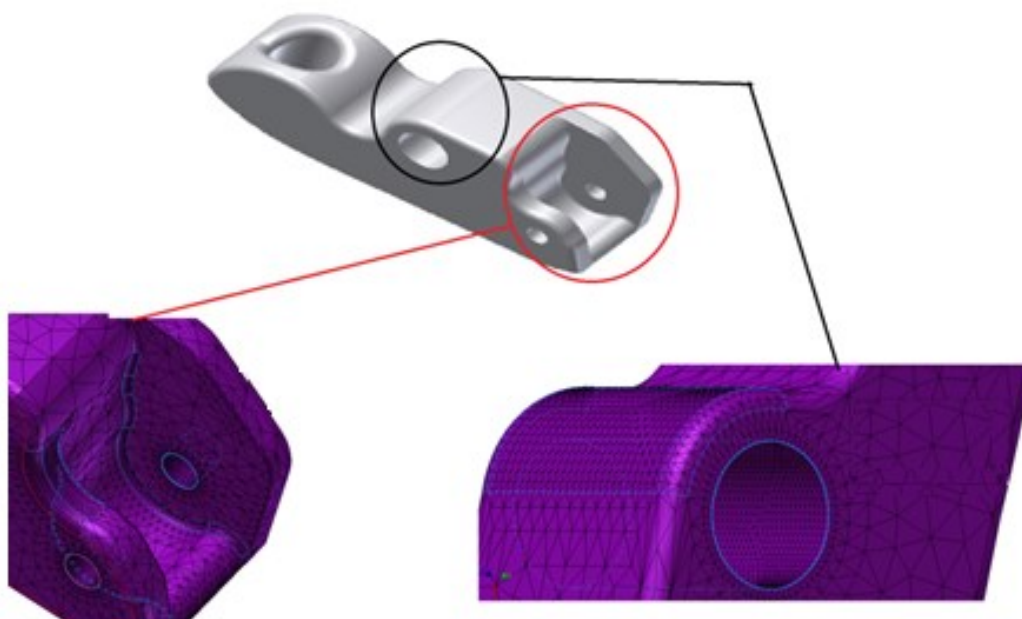
Vazby:



Obr. č. 35 -Díly simulace (1- čelist, 2- hlavní čep, 3- čep válečku, 4- odvalovací těleso, 5- podložka)

Sít' modelu:

Sít' byla nastavena pro průměrné velikosti prvku 0,15mm a minimální velikosti 0,1mm. Byla provedena úprava místní sítě v místech, kde bylo předpokládáno vyšší napětí pro jemnější vykreslení výsledků.



Obr. č. 36- Detail sítě čelisti

Materiály:

Materiál čelisti byl definován jako hořčíková slitina AM100A-F určená pro odlitky. Čepy a podložka jsou definovány jako ocel a váleček redukující tření byl nadefinován jako ABS plast.

Tabulka č. 33- Materiálové vlastnosti hořčíkové slitiny[5]

Mez pevnosti v tahu	150MPa
Mez kluzu v tahu	83MPa
Poissonova konstanta	0,35
Modul pružnosti(Youngův modul)	45GPa
Hustota	1,83g/mm ³

Tabulka č. 44 -Materiálové vlastnosti ocelových částí[5]

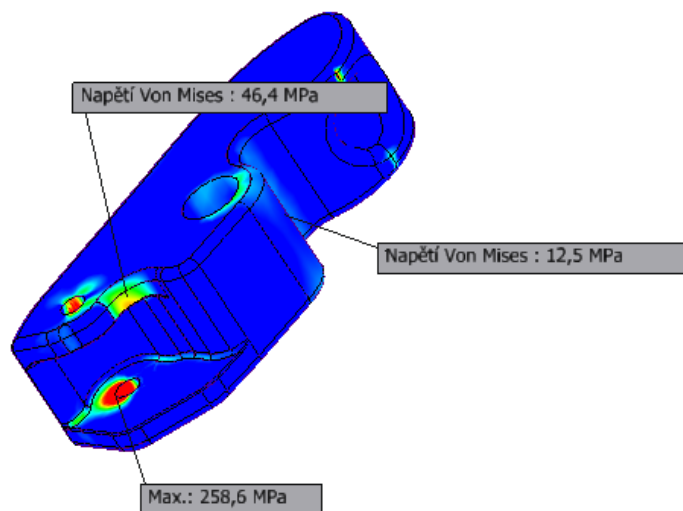
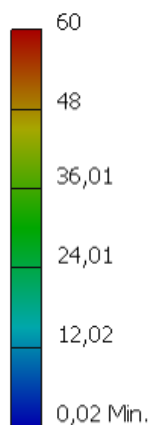
Mez pevnosti v tahu	448MPa
Mez kluzu v tahu	275MPa
Poissonova konstanta	0,287
Modul pružnosti(Youngův modul)	200GPa
Hustota	7,840/mm ³

Napětí:

Typ: Napětí Von Mises

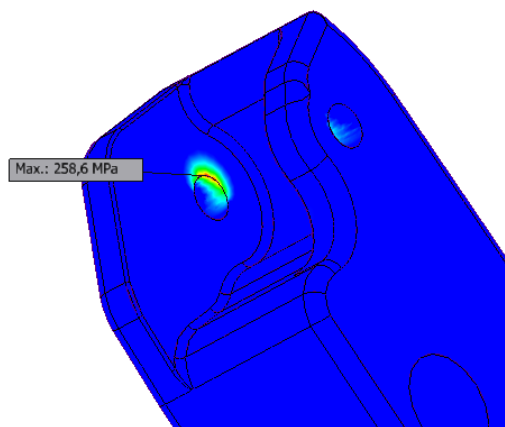
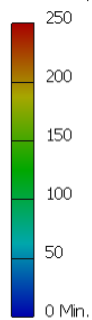
Jednotka: MPa

26.4.2014, 15:20:48



Obr. č. 37- Výsledná napětí Von Mises čelisti

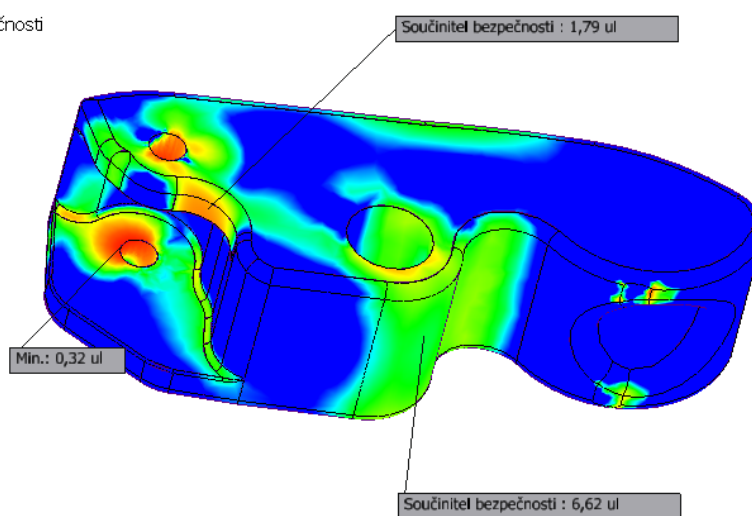
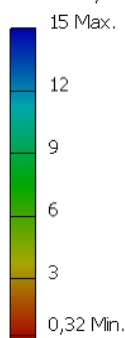
Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
26.4.2014, 15:18:45



Obr. č. 38 -Detail napětí na hraně

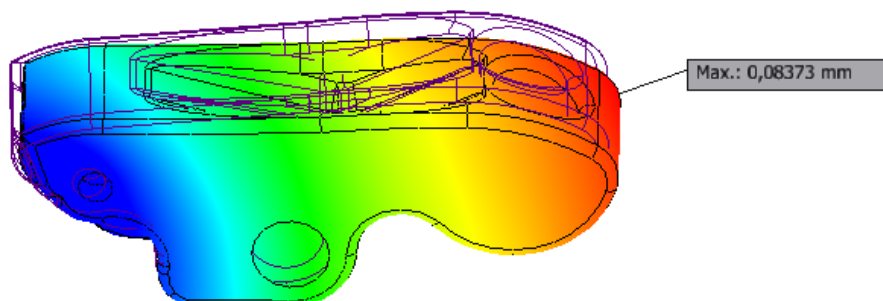
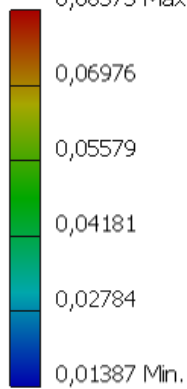
Bezpečnost při namáhání čelisti:

Typ: Součinitel bezpečnosti
Jednotka: ul
26.4.2014, 15:10:57



Obr. č. 39 -Bezpečnost tělesa

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
26.4.2014, 15:06:07
0,08373 Max.



Obr. č. 40-Posunutí tělesa

Hodnocení MKP

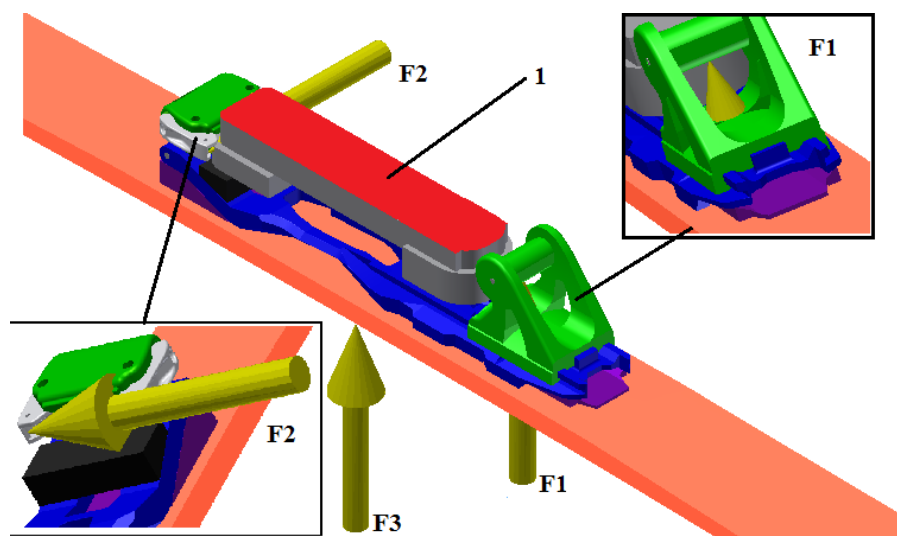
Těleso čelisti je namáháno nárazově a namáhání není pravidelné, a tudíž maximální napětí na 258,6MPa, které je pouze tlakové napětí nahraně, neohroží celkovou pevnost součástky. V případě bezpečností byla volena hranice mez kluzu v tahu, pro čelist 83Mpa. Nejnižší bezpečnost je opět v hranovém styku, ostatní bezpečnosti se pohybují kolem hodnoty 1,79 a více, což je vzhledem k nepravidelnosti namáhání dostačující.

4.4 MKP rámů

K porovnání mechanických a pevnostních rámů jsem zvolil MKP simulace rámů, jelikož rám nejvýznamněji ovlivňuje celkové vlastnosti vázání z hlediska přenosu sil. Obě vázání byly vystaveny stejným zatížením vyplívajícím z výpočtů a vypínacích sil bezpečnostních mechanismů. Jako nejhorší případ namáhání byl zvolen průjezd zatáčkou v rychlosti 60 Km/h, při kterém je navíc vázání zatíženo nejvyšší vypínací silou na mechanismus patky. Srovnáním výsledků simulace budou zde demonstrovány výsledky konstrukčních úprav a nedostatků obou vázání.

Zatížení:

Zatížení je definováno dvěma silami a to reakcí na čep patky, která vyplývá z vypínací síly pro nejvyšší DIN index $F_1=1608\text{N}$. Druhá síla je definována jako vypínací síla špičky působící na čelist $F_2=456\text{N}$. Třetí síla je od podložky při průjezdu zatáčkou o poloměru 18m v rychlosti 60 Km/h, tato síla působí na hranu lyže, po níž opisuje oblouk zatáčky. Její orientace je závislá na náklonu lyže od podložky, avšak vzhledem k tomu, že akční síla s náklonem mění svou orientaci také, jsou jejich vzájemné polohy stále stejné, její velikost je dána předchozím výpočtem a to $F_3=2311\text{N}$



Obr. č. 41- Zatěžující síly a pevná vazba na modelu Marker Duke(1-pevná vazba)

Vazby:

Vazba pevná je definována na horní části lyžařské obuvi. (1)-Obr. č. 39

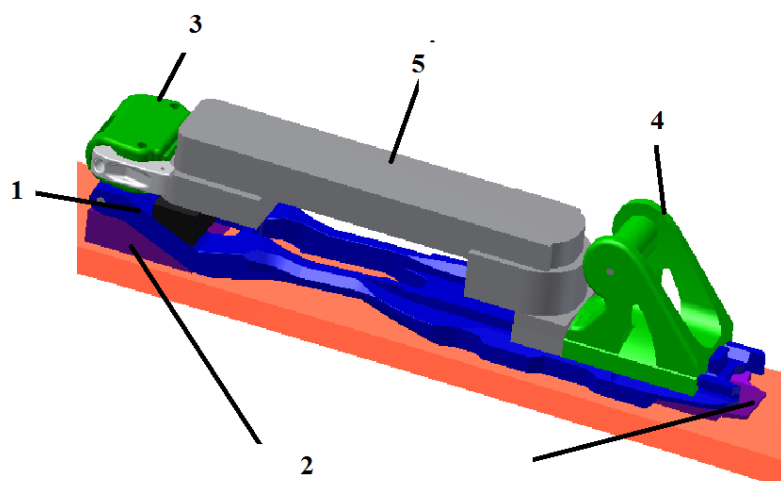
Dotyky:

Dotyky obou simulací byly nastaveny primárně jako separace, avšak pro zjednodušení simulovaného modelu byly zanedbány některé tvarové nebo čepové spoje a byly nahrazeny dotykem vázaným nebo jiným vhodným dotykem.

Marker Duke

Dotyk vázaný: Vázaným dotykem byly nahrazeny některé spoje pomocí šroubů nebo nýtů. Především spojení kotvících prvků (2) vázání s lyží bylo definováno jako dotek vázaný. Dále byl vázaný dotykem spojen rám (1) se špičkou (3).

-Dotyk pružný: Pružný dotyk byl definován především mezi čelistí a tělem špičky, kde měl simulovat pružinový mechanismus. Hodnota tuhosti byla definována na 12,5 N/mm. Další pružná vazba byla definována na spojení rámu (1) vázání a dvouramenného rámu patky (4), což simulovalo pružinový mechanismus pro přítlak patky, tuhost byla definována na 30N/mm.



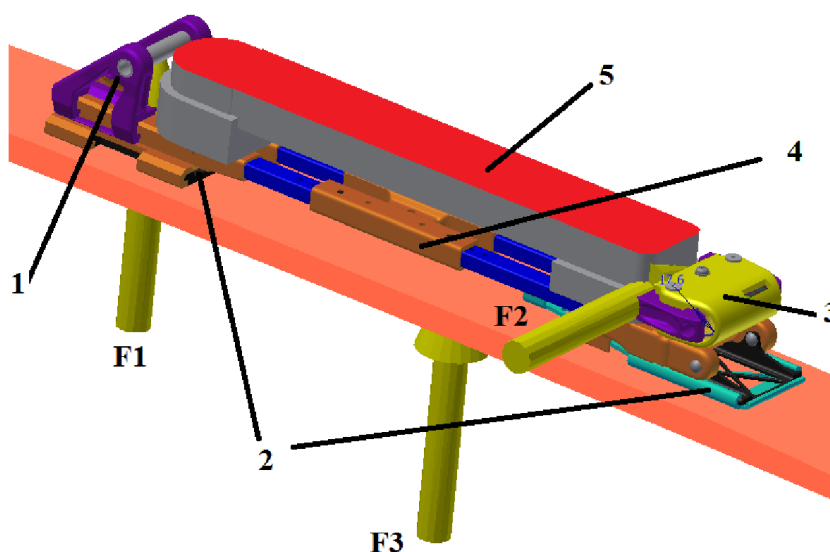
Obr. č. 42-MKP model Marker Duke

1 – rám; 2- kotvící prvky; 3- špička; 4- rám patky s čepem, 5- podrážka lyžařské boty

Optimalizovaný model:

-Dotyk vázaný: Vázaným dotykem byly nahrazeny některé spoje pomocí lisování, šroubů nebo čepů. Především spojení kotvících prvků (2) vázání s lyží bylo definováno jako dotek vázaný. U rámu byly dotyky mezi nosníky a ostatními díly nastaveny jako vázané.

-Dotyk pružný: Pružný dotyk byl definován především mezi čelistí a tělem špičky, kde měl simulovat pružinový mechanismus. Hodnota tuhosti byla definována na 12,5 N/mm. Další pružná vazba byla definována na spojení rámu (4) vázání a dvouramenného rámu patky (1), což simulovalo pružinový mechanismus pro přítlak patky, tuhost byla definována na 30N/mm.



Obr. č. 43- Model po optimalizaci

1-Patka; 2- kotvící prvky; 3-Špička, 4-Rám;5- podrážka lyžařské boty

Materiály:

U obou modelů jsou materiály nadefinovány dle návrhu, mechanické materiálové vlastnosti primárně zkoumaných částí můžeme pozorovat v tabulkách níže uvedených pod textem. Jsou to především plasty jako polyamid 6 s příměsí skelného vlákna 45% podílu na hmotnosti a polyamid 66 s příměsí skelného vlákna o podílu 40%, tyto materiály zastupují plastové části. Nosníky rámu jsou vyrobeny z hliníkové slitiny 6061 a hlavní nosné části patky jsou z hořčíkové slitiny. Čepy šrouby a další normalizované části jsou definovány jako ocel. Materiálové vlastnosti hořčíkové slitiny jsou definovány v tabulce č. 13, vlastnosti oceli v tabulce č. 14 v popisu předchozí simulace. Ostatní materiály jsou definovány níže v tabulkách č. 15-17.

Tabulka č. 5-Materiálové vlastnosti 2412GHF8 PA66-GF40[5]

Mez pevnosti v tahu	205MPa
Mez kluzu v tahu	95MPa
Poissonova konstanta	0,35
Modul pružnosti(Youngův modul)	11GPa
Hustota	1,46/mm ³

Tabulka č. 6-Materiálové vlastnosti PA6-GF45[5]

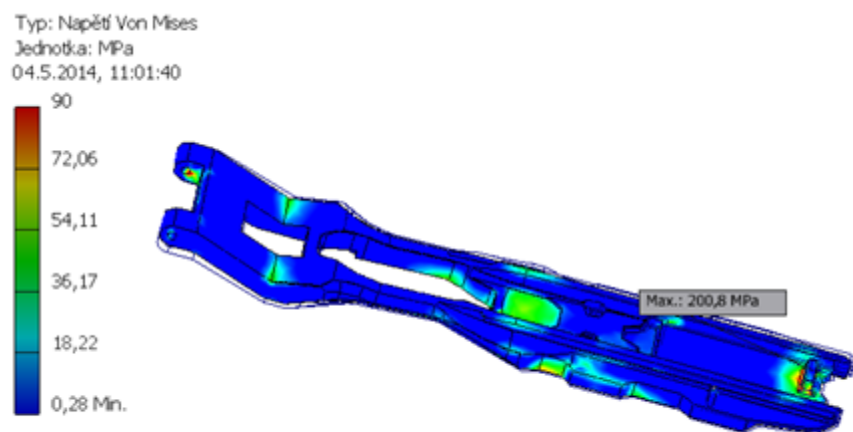
Mez pevnosti v tahu	190MPa
Mez kluzu v tahu	38MPa
Poissonova konstanta	0,40
Modul pružnosti(Youngův modul)	11,5GPa
Hustota	1,15g/mm ³

Tabulka č. 7-Materiálové vlastnosti slitiny 6061

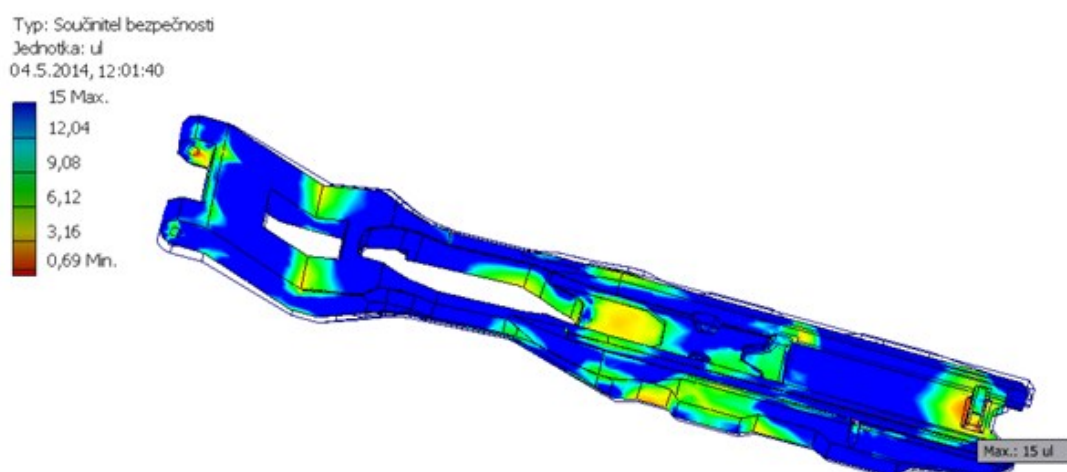
Mez pevnosti v tahu	310MPa
Mez kluzu v tahu	275MPa
Poissonova konstanta	0,33
Modul pružnosti (Youngův modul)	68,9GPa
Hustota	2,710g/mm ³

Rám Marker Duke EPF:

První kontrolovaný rám byl vymodelován na základě reálného vázání Marker Duke EPF velikosti S-M, tato velikost má rozsah velikosti pouze do 305mm rozvoru. Tudíž má rám celková napětí nižší jak rám optimalizovaný při svém maximálním rozsahu. Primární materiál byl zvolen jako PA6-45GF. Tento rám pro danou zatěžující sílu vyhovuje, pouze konstrukční úprava pro simulaci pružného styku vykazuje maximální namáhání 200,8 MPa. Jelikož tato úprava neodpovídá reálné konstrukci, lze ji zanedbat. Celý rám vykazuje při daném namáhání dostatečnou bezpečnost až na místo konstrukční úpravy.



Obr. č. 44-Napětí na rámu Marker Duke

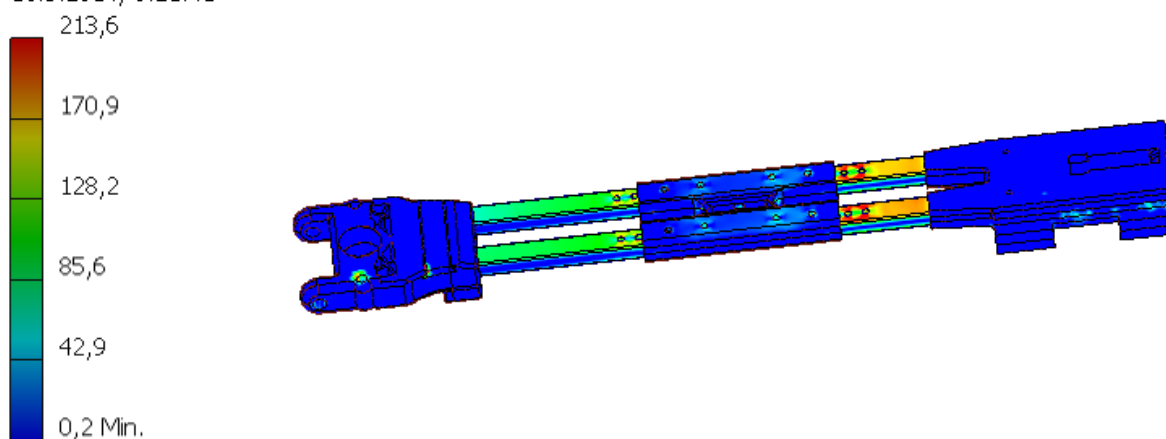


Obr. č. 45- Bezpečnosti rámu Marker Duke

Rám optimalizovaného modelu:

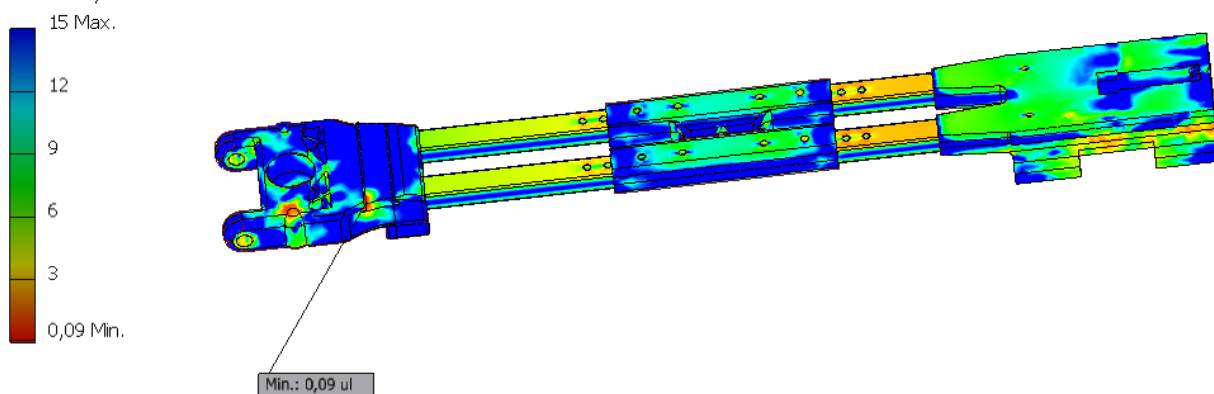
Rám byl konstrukčně upraven dle požadavků, kritickým místem rámu jsou, dle výsledků simulace, nosníky ze slitiny 6061. Rám byl namáhán stejnými silami jako Marker Duke, ale jelikož je jeho délka větší, vykazuje vyšší napětí než rám původní. Napětí rámu je ale stále přípustné a hodnoty bezpečnosti se pohybují nad hodnotou 1, což je dostačující, za předpokladu, že je namáhání rázovitého charakteru, což odpovídá kolizi nebo nárazu.

Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
10.5.2014, 0:21:41



Obr. č. 46-Namáhání modelu

Typ: Součinitel bezpečnosti
Jednotka: ul
10.5.2014, 0:36:29



Obr. č. 47-Bezpečnosti modelu

Zhodnocení MKP simulací

Zatěžující síly, jež byly uvedeny v okrajových podmínkách, byly nad ráme navýšeny oproti běžnému namáhání při lyžování. Především reakce od podložky nebyla ponížena o koeficient skluzu hrany, který byl neznámý, ale i přesto oba modely vyhovovaly bezpečnostně simulaci a tyto namáhání nevyznačovali vysoké napětí kromě stykových hran a děr, které byly následně zaobleny nebo přemístěny do oblasti s menší koncentrací napětí.

5 Závěr:

Závěrečným porovnáním výsledků jsem dosáhl zhodnocení práce jako takové, jež bylo cílem především snížení váhy a zvýšením využitelnosti pro více velikostí lyžařské obuvi. Tyto podmínky byly úspěšně splněny. Pevnostní kontroly a mechanické vlastnosti byly taktéž dostačující pro zadanou maximální váhu lyžaře a požadovaný rozsah vypínacích sil.

Tabulka č. 8-Srovnání parametrů, výhod a nevýhod obou vázání

Srovnávané parametry	Marker Duke EPF	Optimalizovaný model
Hmotnost páru [g]	2790	2014(bez brzdy)
Rozsah délek [mm]	265-315(S-M) 305-365(M-L)	265-365
Výška boty nad lyží [mm]	36	30
Rozsah DIN [-]	6-16	6-16
Přednosti modelu	Design, dobrá torzní tuhost při výstupu,	Nízká hmotnost, malá světlá výška, vysoký rozsah vázání, pokrytí některých nedostatků modelu Duke
Nedostatky modelu	Vůle otočného čepu při častém používání, vysoká hmotnost	Tuhost vázání nebude při velkých hmotnostech lyžaře v extrémních situacích tak vysoká jak u modelu Duke

Práci hodnotím jako úspěšnou z hlediska plnění technických požadavků, v budoucnu bych chtěl tento model vyrobit do prototypové podoby a prakticky vyzkoušet v terénu, čímž bych zjistil případné nedostatky v konstrukci.

6 Použitá literatura:

- [1] **Doc. Ing.Podešva Ph.D, Jiří, Ing. Hlaváčová, Milada a další, a.** Statické řešení soustavy pohyblivých těles. *Materiály/statika*. [Online] [Citace: 2. Únor 2014.] http://www.337.vsb.cz/materialy/Milada_statika_1st/links/kapitoly/07/staticke_reseni_pohyblivych.htm.
- [2] **2013.** E-konstrukter/ Výpočet pružin/ Pružina vinutá tlačná. *Web E-konstrukter*. [Online] 2013. [Citace: 6. Leden 2014.] <http://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/137-vypocet-pruzin/138-pruzina-vinuta-tlacna/149-navrh-tlacne-pruziny-dle-sily>.
- [3] **Kaláb, Květoslav. 2012.** Části a mechanismy strojů- Části spojovací. *Spojení čepů a kolíků*. Ostrava : VŠB-TUO, 2012.
- [4] **Leinveber, Jan a Vávra, Pavel. 1996.** *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, 1996.
- [5] **Matweb. 1996.** Material web: Material category. *Material web*. [Online] 1996. [Citace: 9. 1 2014.] <http://www.matweb.com/>.
- [6] **2007.** Mechanics of sport:skiing- Basic mechanics. *Mechanics of sport*. [Online] 2007. [Cited: Leden 10, 2014.] http://www.mechanicsofsport.com/skiing/basic_mechanics.html.
- [7] **Ševčík, Martin. 2006.** Návrh a výpočet pružiny tlačné pružiny. [Online] 11. Únor 2006. [Citace: 12. Leden 2014.] vojta.borec.cz/sps/SPS3.doc.
- [8] **Švercl, Jan. 2003.** *Technické kreslení a deskriptivní geometrie*. Praha : Scientia, 2003.
- [9] **2012.** Zdroj obrázků. *Boatpark.cz*. [Online] Boatpark s.r.o., 2012. [Citace: 20. Prosinec 2013.] <http://www.boatpark.cz/sjezdove-vazani/freeride-freestyle/>.
- [10] **DINsetting.com.** Adjusment chart based on DIN7881. <http://www.dinsetting.com>. [Online]MARKER,2008.[Citace: 20. Prosinec 2013.] <http://www.dinsetting.com/dinchart.htm>

7 Seznam příloh:

Příloha A- Výkres sestavy vázání
Příloha B- Výrobní výkres kotvícího plechu špičky
Příloha C- Výrobní výkres pružiny
Příloha D- Výrobní výkres spojky rámu
Příloha E- Výrobní výkres nosníku rámu
Příloha F- Výrobní výkres osy patky
Datový nosič CD – Výkresová dokumentace (pdf), Bakalářská práce(pdf), poster Bakalářské práce

Poděkování bych chtěl věnovat především vedoucímu práce panu Ing. Tomášovi Kubínovi, Ph.D. za ochotné konzultace a odborné rady, dále také webu mechanicsofsports.com, který mi udělil právo použít a upravovat obrázky čerpané z jejich webu.

Jiří Malich: _____